



Universidade Federal de Santa Catarina

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA CIVIL**

**MÉTODO ALTERNATIVO PARA MEDIÇÃO DE
ISOLAMENTO SONORO EM BAIXAS FREQUÊNCIAS**

ELISABETH DE ALBUQUERQUE CAVALCANTI DUARTE

FLORIANÓPOLIS

2011

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA CIVIL**

Elisabeth de Albuquerque Cavalcanti Duarte

**MÉTODO ALTERNATIVO PARA MEDIÇÃO DE
ISOLAMENTO SONORO EM BAIXAS FREQUÊNCIAS**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil – PPGEC, da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Doutor em Engenharia Civil.

Orientadora: Prof^ª. Dr^ª. Elvira Barros Viveiros da Silva

Florianópolis

2011

Elisabeth de Albuquerque Cavalcanti Duarte

MÉTODO ALTERNATIVO PARA MEDIÇÃO DE ISOLAMENTO SONORO EM BAIXAS FREQUÊNCIAS

Esta Tese foi julgada adequada para a obtenção do Grau de Doutor em Engenharia Civil, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil – PPGEC, da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis, 09 de dezembro de 2011

Prof. Dr. Roberto Caldas de Andrade Pinto
coordenador PPGEC – UFSC

Prof^ª. Dr^ª. Elvira Barros Viveiros da Silva
moderadora/orientadora – UFSC

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Fernando Oscar Ruttkay Pereira
Membro – UFSC/ARQ

Prof. Dr. Arcanjo Lenzi
Membro – UFSC/EMC

Prof. Dr. Saulo Güths
Membro – UFSC/EMC

Prof. Dr. Roberto Aizik Tenenbaum
Membro externo - IPRJ

Prof. Dr. Ricardo Eduardo Musafir
Membro externo – UFRJ

Aos meus maiores mestres,
Painho, Mainha e Betinha
Aos meus melhores amigos,
Daninho e Minzinha
Ao meu amado Anderson,
por abrir mão dos seus sonhos para realizar os meus.

AGRADECIMENTOS

Quando vi o cartaz de divulgação do PósARQ na UFAL de Maceió em 2002, ainda estudante de arquitetura, não imaginava que participando daquela seleção de mestrado tantas coisas boas iriam acontecer comigo. Não imaginava quantos amigos iria fazer e quanto conhecimento poderia adquirir. Com esta tese, encerro um ciclo na vida que já deixa muita saudade. Hoje, passados quase nove anos, fica difícil exprimir em palavras a gratidão a pessoas que participaram dessa etapa tão preciosa da minha vida acadêmica.

Gostaria de agradecer primeiramente a Elvira Viveiros, que me iniciou no mundo incrível da acústica e sempre me desafiou a crescer mais. Obrigada por sempre acreditar em mim (mesmo quando nem eu achava que iria dar certo!).

Ao querido Andy Moorhouse, pela paciência, pela generosidade e por me ensinar o que achava impossível aprender.

Ao Alþan Santander por me financiar durante um ano com a minha bolsa de doutorado-sanduíche na Inglaterra.

Aos professores do curso de Arquitetura e Urbanismo da Universidade Federal de Alagoas: Ricardo Victor, Thaísa, Simone, Odair, Fernando, Juliana, Iuri, Camila, Geilson e Rafael. Obrigada pelo apoio e por me liberarem das obrigações burocráticas durante todo esse período. Sei que muitas vezes essa ajuda resultou em muito mais trabalho para vocês.

Aos meus queridos amigos da Universidade de Salford, cuja saudade chega até a doer! Um agradecimento especial a Max Magalhães, Claire Churchill, Claire Lomax, James Woodcock, Tomos Evans e Rodolfo Venegas por me ajudarem no desenvolvimento da pesquisa e também a Diego Turo, Charlie Mydlarz, Hyum Lim, Hyok Jeong, Victoria Henshaw, Andrew Elliott, Konstantinos Dadiotis, Jenna Condie, Neil Bruce, Eulalia Peris e Fouad Bechwati e aos queridos amigos brasileiros Larissa, Felipe, Suzana e Luciano por me fazerem sentir em casa, mesmo tão longe.

Não poderia esquecer também de agradecer aos meus queridíssimos e (des)agradáveis amigos do Labcon, começando pelo GAAMA: Gianni, Rosângela, Pinduca, Cíntia, Aline, Taiana e também Rapha, Marcus Borges, Roberto Carlos, Carol, Letícia, Solange e, claro,

a Fernando Ruttkay. Muito obrigada pelos ótimos momentos juntos sempre regados a muitas risadas.

Obrigada também às minhas amigas-irmãs da casa verde: Lu, Mari, Adri, Chris, Ju, Aline, Pati, Eva e também às agregadas Andrea, Carlinha e Xanda. A amizade de vocês eu vou levar para minha vida inteira.

A minha família em Florianópolis, Paulo, Claudia e Gui pelos bons momentos que passamos juntos e por sempre me hospedar nas minhas idas e vindas do doutorado.

A Claunir e Luci por sempre serem tão carinhosos e cuidados comigo.

A minha família, meus pais maravilhosos, Paulo e Iasmin, meus queridos irmãos, Yasmin e Daniel, minha avó Elisabeth, meus cunhados Talita e Fabiano e a todos os tios e primos que sempre estavam na torcida, mesmo estando longe.

Ao meu esposo Anderson, pelo seu amor, pelo apoio, pela paciência e pelo carinho em todas as etapas do meu doutorado.

E por fim, gostaria de agradecer ao grande idealizador de tudo o que aconteceu comigo, ao meu Deus, toda honra, toda glória!

RESUMO

Nos últimos anos, tem-se percebido uma preocupação especial quanto ao isolamento sonoro em baixas frequência em edificações devido ao aumento da quantidade de fontes sonoras em diversas escalas do ambiente construído, seja nas residências, indústrias ou no meio urbano. A relevância do estudo do isolamento sonoro em baixas frequências se justifica pela sua eficiência de propagação, percorrendo grandes distâncias com baixa perda de energia, além da pobre atenuação pelos componentes da edificação, como paredes, pisos e forros nessa região do espectro sonoro. O procedimento normalizado para medição de isolamento sonoro (ISO 140) apresenta várias deficiências quando se trata de medições em baixas frequências e ambientes pequenos. Uma delas é a determinação da área de absorção da sala, que requer medições de tempo de reverberação. No entanto, isso é quase impossível em salas pequenas e em baixas frequências, devido às características modais do ambiente. A norma determina medições em salas com um volume maior que 50m^3 , no entanto, a maioria das salas comumente encontradas nas edificações atuais não possui esse tamanho. Esse trabalho apresenta o objetivo de desenvolver um método alternativo de medição de isolamento sonoro em baixas frequências baseado em uma fonte calibrada de velocidade de volume. Foram realizadas simulações dos modelos teóricos através do software *Matlab*® e, por fim, testes experimentais foram realizados a fim de validar o método proposto. Foram conseguidos bons resultados nas validações numéricas e nas experimentais para três pares de pontos posicionados nas diagonais e nas arestas da sala, o que permite a conclusão que o método pode servir como um complemento para a norma ISO 140 para medições em baixas frequências.

ABSTRACT

In recent times, there is an increasing concern about sound insulation in low frequencies in buildings due to the increasing number of sources in many scales of construction, like dwellings, industries and urban centres. The relevance of studies in low frequency can be justified by the efficiency of its propagation as it travels long distances with small loss of energy and also because of the poor sound insulation performance of building elements as walls, floors and ceilings in this frequency range. The current standard for measurement of sound insulation (ISO140) has lots of impediments when low frequency measurements and small rooms are considered. One of these is that the standard requires the receiver room absorption area to be evaluated, for which reverberation time measurements are recommended. However, at low frequencies in small rooms, such measurement is almost impossible because of the modal characteristics of the space. The standard states that measurements are less reliable in rooms with volumes less than 50m^3 , which are commonly encountered in practice. The aim of this research is to develop an alternative to sound insulation measurements in low frequencies based on a calibrated volume velocity source. Computer simulations were processed by *Matlab*® and at last trial measurements were done in order to validate the theory. Good agreement in numerical and experimental validation were achieved to three pairs of points positioned in the diagonal and close to the walls of the room which permit the conclusion that this method can be a suitable complement to ISO 140 to measurements in low frequencies.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1: Curvas de ponderação A, B e C	34
Figura 2.2: Divisão do espectro sonoro destacando a região de baixas frequências (B) (Fonte: adap. Everest, 2001).....	36
Figura 2.3: Dimensões de uma sala retangular.....	38
Figura 2.4: Modelo esquemático de uma distribuição de onda axial (1,0,0) em uma sala retangular (Fonte: adap. EVEREST, 2001).	41
Figura 2.5: Modelo esquemático de uma distribuição de onda tangencial (2,1,0) em uma sala retangular (Fonte: EVEREST, 2001)	42
Figura 2.6: Modelo esquemático de uma distribuição de onda oblíqua (1,1,1) em uma sala retangular (Fonte: Melo, 2002).....	42
Figura 3.1: Comparação da absorção sonora equivalente obtida pelo tempo de reverberação e pela potência sonora	53
Figura 3.2: Medições e equipamentos necessários para medir a potência sonora transmitida através do Método do Envelope	58
Figura 3.3: Intensidade sonora em uma sonda p-p (adap. HOPKINS, 2007).	60
Figura 3.4 Esquema da medição de intensidade sonora utilizando um microfone e um acelerômetro.....	61
Figura 4.1: Esquema dos pontos de simulação da pressão sonora	64
Figura 4.2: Esquema para a simulação da impedância de transferência	64
Figura 4.3: Nível de pressão sonora simulado para dois pontos da sala	65
Figura 4.4: Envelope da impedância de transferência entre dois pontos.....	66
Figura 4.5: Potência sonora estimada através do Método do Envelope utilizando um par de pontos e comparada com a potência sonora calculada.....	67
Figura 4.6: Potência sonora estimada através do Método do Envelope utilizando diversos pares de pontos e comparada com a potência sonora calculada.....	68

Figura 4.7: Potência sonora estimada através do Método do Envelope utilizando três pares de pontos e comparada com a potência sonora calculada	69
Figura 4.8: Região determinada pela ISO para posicionamento dos microfones para a região de médias e altas frequências (desenho à direita) e para a região de baixas frequências (à esquerda).....	70
Figura 4.9: Método do Envelope testado para pontos que atendem à norma ISO 140.....	71
Figura 4.10: Método do Envelope testado para pontos mais problemáticos da sala.....	73
Figura 4.11: Método do Envelope testado para pontos localizados nas bordas da sala.....	74
Figura 4.12: Método do Envelope testado para pontos localizados nas bordas da sala.....	75
Figura 4.13: Método do Envelope testado para pontos localizados nas diagonais 1 e 2 da sala	77
Figura 4.14: Método do Envelope testado para pontos localizados nas diagonais 3 e 4 da sala	78
Figura 4.15: Método do Envelope testado para pontos localizados nos vértices da sala.....	79
Figura 4.16: Método do Envelope testado para diferentes tamanhos de sala	82
Figura 5.1: Pontos da malha de medições e as dimensões da sala de teste	86
Figura 5.2: Montantes de madeira para a parede de gesso.....	87
Figura 5.3: Parede de gesso sendo anexada aos montantes de madeira.....	87
Figura 5.4: Espuma isolante da parede de gesso.....	88
Figura 5.5: Prateleira para a colocação da fonte sonora.....	88
Figura 5.6: Esquema dos testes experimentais para a medição de pressão sonora.....	89
Figura 5.7: Média da pressão sonora até 3200 Hz	89
Figura 5.8: Média da coerência da pressão sonora para todos os 168 pontos.....	90
Figura 5.9: Fonte omnidirecional e adaptador utilizados na medição da velocidade de volume.....	91

Figura 5.10: Vista superior do adaptador, onde é possível ver os microfones posicionados.....	91
Figura 5.11: Detalhe do adaptador e da posição dos microfones utilizados.	92
Figura 5.12: Velocidade de volume medida em frequência, obtida de acordo com a equação [5.1].....	93
Figura 5.13: Média da coerência para todos os pontos medidos.	94
Figura 5.14: Média espacial em frequência da impedância de transferência (H1) para todos os pontos até 6 kHz.....	94
Figura 5.15: Resposta em frequência da impedância de transferência (H1) para todos os pontos até 250 Hz.....	95
Figura 5.16: Medição da intensidade sonora com o microfone e o acelerômetro em um alto-falante.....	96
Figura 5.17: Comparação entre os dois métodos de medição da intensidade sonora em um alto-falante na câmara semi anecóica	97
Figura 5.18: Painéis de absorção sonora colocados na sala reverberante para o teste de validação de medição de intensidade sonora.	98
Figura 5.19: Malha de pontos para a medição de intensidade na parede vibrante da câmara reverberante.....	98
Figura 5.20: Comparação entre os dois métodos de medição da intensidade sonora em uma partição em câmara reverberante com absorção em uma parede	99
Figura 5.21: Comparação entre os dois métodos de medição da intensidade sonora em uma partição em câmara reverberante sem absorção até 3 kHz	100
Figura 5.22: Comparação entre os dois métodos de medição da intensidade sonora em uma partição em câmara reverberante sem absorção até 350 Hz	100
Figura 5.23: Método do Envelope aplicado para 2 pontos em frequência contínua e em terços de banda de oitava	102
Figura 5.24: Método do Envelope aplicado para 4 pontos em frequência contínua e em terços de banda de oitava	104
Figura 5.25: Método do Envelope aplicado para 6 pontos em frequência contínua e em terços de banda de oitava	105

Figura 5.26: Método do Envelope aplicado para 168 pontos em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 3200 Hz	106
Figura 5.27: Método do Envelope aplicado para 168 pontos em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz	107
Figura 5.28: Método do Envelope aplicado para o plano 1 horizontal em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz	108
Figura 5.29: Método do Envelope aplicado para o plano 2 horizontal em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz	109
Figura 5.30: Método do Envelope aplicado para o plano 3 horizontal em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz	110
Figura 5.31: Método do Envelope aplicado para o plano 4 horizontal em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz	111
Figura 5.32: Método do Envelope aplicado para o plano 1 vertical em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz	112
Figura 5.33: Método do Envelope aplicado para o plano 2 vertical em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz	113
Figura 5.34: Método do Envelope aplicado para o plano 3 vertical em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz	114
Figura 5.35: Método do Envelope aplicado para o plano 4 vertical em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz	115
Figura 5.36: Método do Envelope aplicado para o plano 5 vertical em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz	116
Figura 5.37: Método do Envelope aplicado para o plano 6 vertical em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz	117

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Limites de audição de acordo com o nível de pressão sonora.....	35
Tabela 2.2: Principais pesquisas em baixas frequências com seus métodos e conclusões.....	48
Tabela 5.1: Funções de auto-correlação e correlação cruzada obtidas utilizando-se os sinais dos três microfones (Fonte: GADE et al, 2004).....	91
Tabela 5.2: Os primeiros 10 modos calculados para a sala de teste	95

LISTA DE SÍMBOLOS

L	Comprimento [m]
TR_{60}	Tempo de Reverberação [s]
V	Volume da sala [m ³]
F	Frequência [Hz]
c	Velocidade do som [m/s]
x, y, z	Coordenadas cartesianas
p	Pressão acústica [Pa]
n_x, n_y, n_z	Componentes de cada modo em cada uma das três coordenadas
k	Número de onda [1/m]
N	Número de modos
W	Potência sonora
R	Índice de Redução Sonora (SRI) [dB]
$L1, L2$	Nível de pressão sonora na sala emissora e receptora
A	Absorção equivalente
$\bar{\alpha}$	Coefficiente de absorção médio
Q	Velocidade de volume [m ³ /s]
ρ_0	Massa específica do ar (kg/m ³)
ω	Frequência (rad/s)
η	Fator de perda
G_{jk}	Correlação cruzada da pressão sonora
Z_{jk}	Impedância de Transferência
l	Dimensão [m]
Δ	Distância entre o microfone A e B
u	Velocidade de partícula [m/s]
I	Intensidade sonora
p	Pressão sonora
A	Área [m ²]
a	Aceleração da partícula [m/s ²]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	25
1.1 OBJETIVOS	29
1.1.1 Objetivo geral	29
1.1.2 Objetivos específicos	29
1.2 ESTRUTURA DA TESE.....	29
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	31
2.1 A INTERFERÊNCIA DA BAIXA FREQUÊNCIA NO AMBIENTE CONSTRUÍDO E NO BEM-ESTAR DO HOMEM ..	31
2.2 CONCEITUAÇÃO DE BAIXA FREQUÊNCIA EM SALAS ..	35
2.3 TEORIA MODAL	38
2.4 A BAIXA FREQUÊNCIA NA ISO 140-4	43
2.5 MEDIÇÕES EM BAIXAS FREQUÊNCIAS	45
3 MÉTODO DO ENVELOPE.....	51
3.1 INTRODUÇÃO	51
3.2 O MÉTODO DO ENVELOPE	54
3.2.1 Potência sonora a partir da pressão em dois pontos.....	55
3.2.2 Impedância de transferência	56
3.2.3 Cálculo indireto da potência sonora.....	57
3.3 MÉTODO DE VALIDAÇÃO	58
4 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL	63
4.1 INTRODUÇÃO	63
4.2 RESULTADOS DA SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS.....	64
4.2.1 Avaliação do número de pontos.....	68
4.2.2 Avaliação das posições dos pontos	69
4.2.3 Avaliação da variação de tamanho da sala	80
4.3 CONCLUSÃO	83

5 VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL	85
5.1 INTRODUÇÃO	85
5.2 ESTÁGIO 1: MEDIÇÃO DA PRESSÃO SONORA	86
5.3 ESTÁGIO 2: MEDIÇÕES DE VELOCIDADE DE VOLUME	90
5.4 ESTÁGIO 3: MEDIÇÕES DE PRESSÃO-ACELERAÇÃO	96
5.5 ESTÁGIO 4: MEDIÇÃO DO MÉTODO DO ENVELOPE	101
5.6 CONCLUSÕES	118
6 CONCLUSÕES.....	119
6.1 LIMITAÇÕES DO TRABALHO	121
6.2 RECOMENDAÇÕES PARA FUTUROS TRABALHOS	122
7 REFERÊNCIAS.....	123
APÊNDICE - ARTIGOS PUBLICADOS (CD-ROM)	131

INTRODUÇÃO

A região de baixas frequências é tema de estudos em diversas áreas da acústica. Nos últimos anos, tem-se percebido uma preocupação especial quanto ao isolamento acústico em edificações devido ao aumento da quantidade de fontes sonoras em diversas escalas do ambiente construído, seja nas residências, indústrias ou no meio urbano. As partes que compõem a residência, como paredes, pisos e forros, também apresentam pobre atenuação no isolamento sonoro em baixas frequências, principalmente com a construção de partições cada vez mais leves (BENGTTSSON, 2004; BERGLUND, HASSMEN, 1996). Duarte e Viveiros (2007) discutem a degradação do isolamento sonoro das paredes de edificação da arquitetura brasileira ao longo da história. À medida que o ruído nas cidades aumentou consideravelmente, as casas foram construídas com partições mais permeáveis ao ruído.

A relevância do estudo em baixas frequências também se justifica pela sua eficiência de propagação, pois o som nessa faixa de frequência percorre grandes distâncias com baixa perda de energia. Quanto mais baixa a frequência, maior sua eficiência de propagação. Para ilustrar o fenômeno, Backteman (1983) *apud* Berglund e Hassmen (1996) mostra que uma onda sonora de 0,1 Hz irá perder apenas 5% de sua energia em uma viagem ao redor da Terra. Berglund e Hassmen (1996) resumem a importância das baixas frequências da seguinte forma:

O som em baixa frequência (incluindo o infrassom) é uma importante região de frequência [porque]: é pouco atenuado por paredes e outras estruturas; pode movimentar paredes e objetos; pode mascarar frequências mais altas mais do que elas o mascaram; percorre grandes distâncias com pouca perda de energia tanto pelo solo como pela atmosfera; protetores auriculares são pouco eficazes contra ele; é capaz de produzir ressonância no corpo humano e causa muitas reações subjetivas [...] e, em certa medida,

fisiológicas em seres humanos mais do que a média e a alta frequência.” (BERGLUND, HASSMEN, 1996, p.2985) [tradução da autora].

Apesar da grande eficiência de propagação e dos danos à saúde que a baixa frequência pode promover, o ouvido humano apresenta uma baixa detecção dos sons em baixa frequência, mas isso não significa que o ruído não tem outros efeitos no corpo humano, pois alguns eventos não audíveis podem, também, trazer consequências à saúde e ao bem-estar do homem (ALVES-PEREIRA, 2007; BENGTSSON, 2004). Leventhall (2004) destaca que a baixa frequência, apesar de não ser detectada com facilidade pelo ouvido humano pode causar um extremo desconforto psicológico, além da perda de audição, como impaciência e incômodo. Leventhall (2009), resumindo o estudo de diversos autores, mostra que um som indesejável, em qualquer frequência, gera incômodo e pode originar um complexo conjunto de sintomas, que vão desde motivos subjetivos (sensibilidade ao ruído, ansiedade, percepção individual da fonte sonora, etc.) a motivos sociais (avaliação da fonte sonora, desconfiança sobre quem controla a fonte, histórico de exposição ao ruído, expectativas). O mesmo autor descreve que a exposição ao ruído pode provocar problemas diretos na saúde do homem, que podem ser divididos em interferências em atividades (comunicação, recreação, sono) e reações vegetativas (como variações na pressão sanguínea e reações defensivas). Waye (2002), Berglund e Hassmen (1996) complementam com outros sintomas relacionados à exposição a baixa frequência, como fadiga, dor de cabeça, problemas respiratórios, dores auriculares e irritação.

Waye (2002) identificou que um som constante em baixa frequência pode provocar um efeito estimulador de sono, o que pode prejudicar a produtividade. Também foi visto que em atividades que exigem grande concentração e atenção, a baixa frequência pode ser percebida como incômodo em níveis de pressão relativamente baixos, em torno de 40 dB(A).

No mesmo contexto, Bengtsson *et al* (2004) avaliaram fontes com níveis de pressão sonora moderadas de baixa frequência e seus efeitos em estações de trabalho. Dois ventiladores com 45 dB(A) de potência sonora foram utilizados (situação bem característica em ambientes de trabalho no Brasil) e foram avaliadas 38 mulheres trabalhando com seis atividades diferentes. Questionários foram aplicados e medições do nível de cortisol na saliva foram realizadas a

fim de detectar o nível de estresse e a produtividade das entrevistadas. Entre os principais resultados, foi visto que as baixas frequências prejudicam a execução de duas atividades que exigem maior concentração e reduz a atenção na leitura. O ruído dos ventiladores também produziu dificuldade de concentração, sonolência e pressão nos tímpanos. O ruído em ambientes de trabalho é perigoso, pois pode prejudicar a comunicação entre as pessoas e as atividades de precisão, podendo causar sérios acidentes (GERGES, 2000). Bengtson *et al* (2002) comprovaram que o ruído em baixas frequências é mais difícil de se ignorar ou de se habituar se comparados com outros tipos de ruídos.

Kaczmarska e Luczak (2007) fizeram um levantamento sobre o incômodo de pessoas que trabalhavam em escritórios e, aproximadamente, 50% das reclamações do ruído estavam relacionadas à baixa frequência, devido a equipamentos e máquinas instaladas dentro e fora dos edifícios, como equipamentos de ar condicionado e ventilação, redes de computadores, transformadores localizados dentro do edifício, elevadores e ruído de tráfego, especialmente de veículos pesados. Baixa produção intelectual e queda na produtividade foram relacionadas com os incômodos pela baixa frequência.

Os tipos de fontes mais comuns de baixa frequência podem ser de origem natural, como turbulência de ar (vento), trovão, ondas do mar, erupções vulcânicas e terremotos (BACKTEMAN, 1983 e VON GIERKE; PARKER, 1976 *apud* BERGLUND e HASSMEN, 1996) ou produzidos pelo homem, como os ruídos de artilharia, explosão de minas e máquinas que envolvem grandes movimentos de ar, como turbinas eólicas e compressores (BERGLUND; HASSMEN, 1996). Dentro da escala da cidade, o ruído urbano é produzido por diversas fontes que possuem considerável emissão de ruído em baixas frequências, como ruído de carros, aviões, maquinário industrial entre outros (FIDELL, 1999). Em ambientes de trabalho, principalmente em indústrias, a presença das baixas frequências é intensa e se destaca como fontes com significativa concentração de energia sonora. Entre os principais exemplos, têm-se: sistemas de ventilação, aquecimento e ar-condicionado, computadores, bombas de ar, máquinas a diesel e compressores (BENGTSON, 2004; WAYE, 2002). Essas fontes, segundo Waye (2001), emitem ruído com uma proporção dominante em baixa frequência, principalmente na região até 200 Hz. Entre as principais fontes de ruído em baixas frequências em residências estão os sistemas de *home theatres* e aparelhos de som amplificado, além de grande parte dos eletrodomésticos (PAPADOUPOLOS, 2001; MALUSKI, GIBBS, 2000).

Em um levantamento feito na Inglaterra sobre as principais reclamações de moradores, a música amplificada é o tipo de ruído mais comum durante a noite, sendo a responsável pelo maior número de reclamações no período entre as 18 horas e 3 horas da manhã (GRIMWOOD, LING, 1999). Um ruído que é usual em residências são os sistemas ativos de aquecimento e resfriamento que produzem ruídos em baixa frequência (WAYE, RYLANDER, 2001).

Mesmo sendo um problema que incomoda a muitos, o ruído não é, na maioria das vezes, um parâmetro priorizado na hora de investir na compra de um imóvel. Muitas vezes, isso pode ser justificado pela falta de uma priorização do isolamento sonoro nas construções, mas também porque o isolamento sonoro não é uma característica visível, visto que é resultado da eficiência dos componentes da edificação. Nesse caso, um respaldo técnico para a avaliação do espaço é de extrema importância. Conforme afirmam Polli e Viveiros (2007), o isolamento sonoro, por ser um atributo invisível, só passa a ser valorizado após a compra do imóvel e não antes. No entanto, posteriormente, é um dos atributos mais requisitados pelo usuário. Kuerer (1997) aplicou um questionário na Alemanha onde enumerou 13 possibilidades de investir financeiramente para construir uma nova casa, sendo que o isolamento sonoro foi a última opção considerada pela população. No entanto, o mesmo autor percebeu que em avaliações pós-ocupação, o ruído é o principal motivo encontrado para se reclamar da vizinhança.

Entre os principais requisitos para promover um bom isolamento sonoro de um ambiente é possuir métodos que quantifiquem o seu desempenho. No entanto, por vários motivos (HOPKINS, TURNER, 2005; MALUSKI, GIBBS, 2004; BRAVO, 2004; OSIPOV, 1997), a medição do isolamento sonoro em baixas frequências está associada a um alto grau de incerteza e variância. A baixa reprodutibilidade e repetitividade das medições de isolamento sonoro em baixas frequências podem se tornar um obstáculo para se conseguir um melhor controle de qualidade. As normas atuais de isolamento sonoro (ISO140 – partes 3 e 4) requerem medições que exigem a medição do tempo de reverberação da sala receptora. No entanto, para salas pequenas, essa exigência pode ser um problema devido às características modais do espaço, já que toda a teoria do tempo de reverberação é adequada para salas que apresentam campo sonoro difuso (KUTTRUFF, 1979). Com construções com ambientes cada vez menores, é mais comum encontrar salas com volume, muitas vezes, menor que 20 m^3 para quartos, tornando quase impossível aplicar a atual norma de medição de isolamento sonoro.

A contribuição desta pesquisa se dá com a proposta de um novo método de medição de isolamento sonoro que é válido onde a teoria modal é dominante, ou seja, em duas situações específicas: em salas pequenas e em baixas frequências; condições estas cada vez mais frequentes no meio urbano, quando os espaços estão cada vez mais reduzidos e uma grande quantidade de fontes com emissão em baixas frequências é produzida.

Esta pesquisa propõe um método alternativo para medições de baixa frequência a fim de melhorar a acurácia de medições de isolamento sonoro. O método pretende recomendar um complemento para as normas em isolamento sonoro para a região de baixas frequências, já que a norma para medição de isolamento sonoro, ISO 140, apresenta problemas de medição em baixa frequência que ainda não se encontram totalmente resolvidos.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

Desenvolver um método alternativo para medições em baixas frequências a fim de complementar a norma atual de isolamento sonoro (ISO 140).

1.1.2 Objetivos específicos

- Propor um método de medição de isolamento sonoro que não necessite a medição do tempo de reverberação;
- Validar experimentalmente e através de simulações computacionais o método proposto para medições em baixa frequência com menor número de pontos de medição e o menor número de equipamentos possível.

1.2 ESTRUTURA DA TESE

O documento está dividido em oito capítulos, conforme resumo:

Capítulo 2: Revisão Bibliográfica

Encontra-se a revisão bibliográfica com uma explanação sobre a interferência da baixa frequência no ambiente construído e no

bem-estar do homem, definições e normas relevantes, teoria modal e sobre pesquisas relevantes na área.

Capítulo 3: Método do Envelope

É apresentada a hipótese do trabalho com a teoria do Método do Envelope, nome dado ao método proposto nesta pesquisa. Também é descrito o método utilizado para validar o Método do Envelope, medição de intensidade e pressão-aceleração. A partir deste capítulo, todo o material produzido foi desenvolvido pelo autor deste projeto.

Capítulo 4: Simulação computacional

É apresentada a primeira parte dos resultados da pesquisa com a validação numérica do método, onde diversas configurações foram testadas para se chegar a um bom resultado através de simulações computacionais. Foram avaliados os seguintes aspectos: número de pontos, posições dos pontos e tamanho da sala.

Capítulo 5: Validação experimental

Este capítulo contém a validação experimental, que foi dividida em quatro etapas: medição da pressão sonora, medição de impedância de transferência, medições de intensidade e pressão-aceleração e, por fim, o Método do Envelope.

Capítulos 6, 7 e apêndice:

Ao final, encontram-se as conclusões gerais da pesquisa, as referências e o apêndice do trabalho com as publicações realizadas até o momento.

A seguir, tem-se a revisão bibliográfica sobre os principais temas relacionados à pesquisa.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo estão apresentados os conceitos teóricos mais relevantes para a pesquisa, bem como um levantamento sobre os principais estudos em baixas frequências.

2.1 A INTERFERÊNCIA DA BAIXA FREQUÊNCIA NO AMBIENTE CONSTRUÍDO E NO BEM-ESTAR DO HOMEM

O ruído de baixa frequência é considerado como um dos problemas mais perigosos que ocorre em moradias e ambientes de trabalho devido às conseqüências que este pode trazer à saúde do homem (KACZMARSKA, LUCZAK, 2007). Leventhall (2004) destaca que o ruído em baixa frequência, que pode ser compreendido entre as frequências de 10 Hz e 200 Hz, tem sido considerado como um sério problema ambiental, particularmente para pessoas que apresentam uma maior sensibilidade ao incômodo das baixas frequências.

Vasuderan e Gordon (1977) *apud* Leventhall (2004) fizeram uma lista de fatores citados repetidamente em reclamações de moradores devido ao ruído em baixas frequências em residências. Esses sintomas, com características bem peculiares e diferentes, se comparadas com as reclamações para outras regiões de frequência, são atualmente reconhecidos como clássicos descritores de problemas com ruído em baixas frequências. São eles:

- a) Os problemas aparecem em áreas rurais ou periféricas;
- b) O ruído é, muitas vezes, quase inaudível e escutado por uma minoria da população;
- c) O ruído é ouvido tipicamente dentro da residência, mas não fora;
- d) O ruído é mais audível durante a noite do que no dia;
- e) O ruído tem a característica de palitação ou ronco;

- f) As principais reclamações vêm de grupos de idade entre 55 a 70 anos;
- g) Os reclamantes possuem audição normal;
- h) Exames médicos excluem a sensação de zumbido no ouvido.

Leventhall (2009) ressalta que, apesar de todos saberem da importância do ruído em baixa frequência, existem aspectos e fenômenos que ainda não conseguiram uma explicação plausível pela ciência. O autor mostra que grande parte das pesquisas de campo sobre ruído em baixa frequência é baseada em uma fonte sonora conhecida, mas que em muitas situações a fonte do incômodo não é conhecida, o que gera um maior desconforto entre os reclamantes. Algumas fontes possíveis são vizinhos, gasodutos, transmissões de rádio e ações militares. Segundo Leventhall (2004), 2,5% das pessoas apresentam uma maior sensibilidade a sons em baixa frequência, em torno de 12 dB a mais, em relação ao nível de audição normal, o que corresponde a, aproximadamente, 1.000.000 (um milhão) de pessoas entre 50 a 59 anos nos quinze países da União Européia.

O incômodo com o ruído em residências é considerado como líder em uma avaliação negativa das condições de moradia (LEVENTHALL, 2004). Em outra publicação, Leventhall (2005) mostra que o incômodo com o ruído pode trazer sensações de agitação, irritação, insatisfação, preocupação, raiva etc., que podem produzir reações adversas no corpo humano.

No momento em que o ruído começa a interferir em atividades básicas de saúde, o caso se torna preocupante. Em uma pesquisa com moradores de um edifício residencial em Florianópolis, Duarte e Viveiros (2010) mostraram que, ao serem questionados se o ruído perturbava o sono, 60% deles disseram que sim, indicando as mais variadas fontes, sendo o trânsito e atividades da vizinhança os mais citados, com 30% e 20%, respectivamente.

Niven *et al* (2000) alertam sobre uma doença que tem se tornando cada vez mais comum, principalmente em ambientes de trabalho, a *síndrome do edifício doente*, que é uma doença provocada por influência do ambiente, como variações de temperatura, umidade, circulação de partículas poluentes no ar, poeira, iluminação e ruído. Os sintomas da síndrome são, predominantemente, problemas respiratórios, mas outros indícios, como dor de cabeça e letargia, também estão relacionados com a doença. Entre todos os fatores ambientais investigados, o ruído, principalmente de baixa frequência, mostrou-se como um dos mais

relevantes para a manifestação da síndrome. Estudos experimentais mostraram que a baixa frequência está associada a um baixo desempenho no trabalho, bem como no aumento da irritabilidade e descontentamento. Foi visto que o ruído pode atuar como agente sensibilizador, tornando as pessoas mais irritáveis e insatisfeitas com o seu ambiente de trabalho. Os autores sugerem que a redução dos níveis de ruído pode reduzir os sintomas da doença e melhorar a produtividade.

Balazova *et al* (2007) avaliaram o impacto da exposição a curto prazo de três parâmetros ambientais (temperatura, ruído e qualidade do ar) em câmaras climáticas. Oito condições foram criadas expondo os participantes a 20 minutos de combinações de dois níveis de temperatura operativa (23,5°C e 28,0°C), dois níveis de ruído (52 dB(A) e 60 dB(A)) e duas cargas de poluição. Os indivíduos demonstraram uma redução muito significativa na aceitabilidade do ambiente interno e na sua capacidade de se concentrar em todas as condições, sendo o ruído o mais citado como situação desfavorável entre os participantes.

Em outro ensaio, Takahashi *et al* (2005) fizeram medições em campo e em laboratório sobre os efeitos psicológicos e fisiológicos do som de baixa frequência nos seres humanos. Foram realizados testes no tórax e no abdômen de 21 estudantes com audição normal. Os resultados mostraram que o ruído em baixa frequência produz uma vibração no corpo humano que, juntamente com outros fatores, gera grande sensação de incômodo. No entanto, em alguns casos nem sempre esse incômodo é percebido auditivamente pelo homem, pois o ouvido humano não capta com eficiência sons em baixa frequência.

Mesmo com grande eficiência de propagação, para um som de 20 Hz ser ouvido pelo homem é preciso que exceda um nível de pressão sonora de 84 dB. Alguns estudos têm indicado que a curva de ponderação atualmente utilizada para descrever a resposta do ouvido humano, a curva A, tenderia a subestimar os efeitos de sons, principalmente abaixo de 100 Hz (FUCHS, ZICKMANTEL, 2004; BERGLUND, HASSMEN, 1996; BENGTSSON, 2002; TAKAHASHI *et al*, 2005; LEVENTHALL, 2004; FIDELL *et al*, 1999). Se comparado com sons em 1 kHz, a curva A chega a diminuir mais de 20 dB para sons abaixo de 100 Hz, como afirma Fuchs (2005), como mostra a Figura 2.1. Como alternativa, Pawlaczyk *et al* (2002) e Hong (2007) sugerem a curva de ponderação C, como melhor referência para estudos em baixa frequência. Leventhall (2004) destaca que, muitas vezes o uso inadequado da curva A tende a induzir decisões incorretas de órgãos reguladores, devido à interpretação indevida dos níveis de ruído.

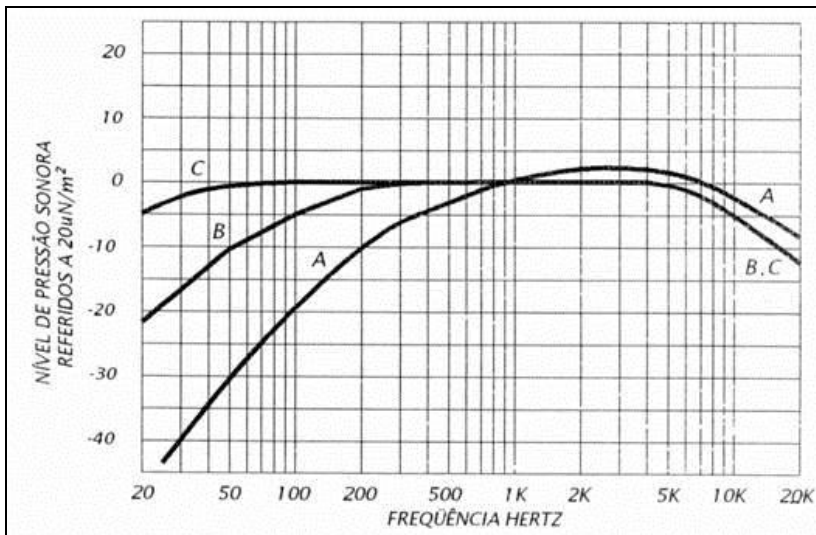


Figura 2.1: Curvas de ponderação A, B e C

Waye e Rylander (2001), ao avaliar os efeitos após longa exposição ao ruído de baixa frequência em residências na Suíça, identificaram que das 279 pessoas entrevistadas, 108 estavam expostas a altos níveis de ruído em baixa frequência e apresentavam maior prevalência de incômodo, dificuldade de possuir momentos de descanso e de concentração.

Fidell *et al* (1999) pesquisaram o nível de incômodo com o ruído em residências situadas em regiões próximas a aeroportos. Os autores destacam que, além do ruído do avião no ar, que é sempre foco de estudo em pesquisas, existe outro tipo de ruído que tem se tornado comum, que é aquele produzido dentro do aeroporto e dissipado com muita eficácia quando as aeronaves se encontram no solo. Casas situadas em vias secundárias próximas a aeroportos foram avaliadas e o levantamento mostrou residentes extremamente incomodados com ruído em baixa frequência, principalmente nos valores que excediam a região de 75 a 80 decibéis.

Diante desse quadro, percebe-se que existem diversas necessidades especiais dentro da região de baixa frequência que estão diretamente relacionadas com o ambiente construído, como o estudo de propostas de componentes construtivos que possuam um bom desempenho em baixas frequências; a criação de estratégias de

planejamento regional e urbano para redução de comunidades afetadas pelo incômodo em baixas frequências e métodos que permitam quantificar com acurácia os níveis as medições em baixas frequências. Nesse sentido, esta pesquisa vem contribuir na proposta de um método alternativo para medições em baixas frequências. Para isso, faz-se necessária, primeiramente, uma introdução sobre alguns aspectos teóricos relevantes ao tema, como a definição de baixa frequência e a apresentação da teoria modal.

2.2 CONCEITUAÇÃO DE BAIXA FREQUÊNCIA EM SALAS

A definição dos limites para a região de baixas frequências não é muito clara. Alves-Pereira (2007) critica a forma rudimentar como é dividido o espectro sonoro, se comparado com as divisões do eletromagnético, onde há clara definição para cada faixa de frequência. Esse fato pode ser observado ao comparar diferentes autores, os quais apresentam distintas definições, tais como: frequências abaixo de 500 Hz (ALVES-PEREIRA, 2007), entre 20 e 200 Hz (WAYE, 2002; BENGTTSSON, 2004) ou frequências abaixo de 100 Hz (PAPADOUPOLOS, 2001; MELO, 2002). Leventhall (2009) também discute sobre o limite que muitas vezes é determinado como faixa de frequência audível entre 20 a 20 kHz. Segundo o autor, sons em frequências abaixo de 16 Hz podem ser claramente audíveis, dependendo do nível de pressão. A Tabela 2.1 mostra os limites de audição entre 4 e 125 Hz junto com o nível de pressão que deve ser emitido para ser ouvido pelo homem.

Tabela 2.1: Limites de audição de acordo com o nível de pressão sonora (Fonte: Leventhall, 2009)

Freq. Hz	4	8	10	12.5	16	20	25	31.5	40	50	63	80	100	125	160	200
NPS dB	107	100	97	92	88	79	69	60	51	44	38	32	27	22	18	14

Essa indefinição encontra relação com a afirmação de Lyons (1993), que determina a região de baixa frequência como o intervalo no qual existem menos de 20 modos naturais nas salas. Como os modos naturais de uma sala dependem de diversos fatores, como a geometria e

o tamanho de cada ambiente avaliado, cada espaço vai apresentar uma região de baixa frequência característica.

Para os estudos da escala arquitetônica, a definição de Everest (2001) para baixas frequências é a que melhor ilustra a divisão do espectro sonoro. O autor sugere dividir o espectro em quatro regiões, como mostra a Figura 2.2.

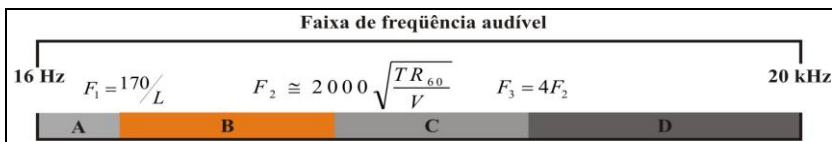


Figura 2.2: Divisão do espectro sonoro destacando a região de baixas frequências (B) (Fonte: adap. Everest, 2001)

Na região A, localizam-se as frequências muito baixas, abaixo da frequência de $170/L$, onde L é a maior dimensão da sala em estudo. Nessa região, encontra-se a menor frequência de ressonância da sala. Abaixo dessa frequência, espera-se o campo sonoro uniforme com uma fraca resposta, uma vez que o ambiente ainda não apresenta um comportamento modal. No entanto, Hopkins e Turner (2005), ao realizarem exaustivas medições em baixas frequências, observaram que, apesar de certos pontos de medição corresponderem ao esperado comportamento da sala para esta região com uma resposta uniforme em todos os pontos, em outros pontos foram detectados picos e vales proeminentes de pressão sonora em frequências abaixo da de ressonância, o que eles atribuíram à frequência de ressonância das paredes e pisos do ambiente.

Nesta pesquisa, o foco de estudo será a região B, visto que a principal motivação do trabalho é investigar o comportamento modal da sala. A região B, em especial, é a região de estudo deste trabalho, chamada, normalmente, de região de baixas frequências. A teoria modal é o modelo matemático que melhor descreve o comportamento do som em uma sala para essa região, pois o modelo geométrico de raios sonoros torna-se impraticável, já que o comprimento da onda sonora é comparável com o tamanho da sala, gerando um campo sonoro heterogêneo, com picos de pressão sonora em diferentes pontos da sala. O seu limite inferior, F_l [Hz], estende-se até o modo axial mais baixo da sala, dado pela equação:

$$F_1 = \frac{c}{2} \sqrt{\frac{n^2}{L^2}} = \frac{c}{2L} \cong \frac{340}{2L} = \frac{170}{L} \quad [2.1],$$

onde L é a maior dimensão da sala [m], n é a ordem de cada modo em cada uma das três coordenadas, nesse caso $n=1$, e c é a velocidade de propagação do som no ar, igual a, aproximadamente, 340 m/s.

O limite superior vai até a chamada frequência de corte ou de Schroeder, que é dada pela equação (KUTTRUFF, 1979):

$$F_2 \cong 2000 \sqrt{\frac{TR_{60}}{V}} \quad [2.2],$$

onde: F_2 é a frequência de corte [Hz]
 TR_{60} é o tempo de reverberação [s]
 V é o volume da sala [m³]

A região C é de transição entre as baixas frequências e o início da região D, que se inicia com o quádruplo de frequência de corte. Essa faixa de frequência é difícil de ser avaliada, pois apresenta comprimentos de onda muito pequenos para a teoria modal, mas, também, muito grandes para se aplicar a acústica geométrica.

A região D cobre grande parte das frequências audíveis, as quais possuem pequeno comprimento de onda em relação à sala. Nessa faixa de frequência, a acústica geométrica e o tratamento estatístico são geralmente possíveis de serem aplicados. É uma região em que a difusão do som é dominante.

Na acústica geométrica, devido ao pequeno comprimento de onda, utilizam-se os mesmos princípios da ótica geométrica. As ondas sonoras podem ser chamadas de raios acústicos e o ângulo de incidência é igual ao de reflexão. Quanto mais alta a frequência, o conceito de raios sonoros se torna mais próximo da realidade. No entanto, os princípios da acústica geométrica só se aplicam para quando o tamanho da sala é infinitamente maior que comprimento da onda (EVEREST, 2001).

Como dito anteriormente, neste trabalho, ter-se-á como faixa de frequência de estudo a região B. Por esse motivo, segue-se um estudo sobre a principal teoria que rege essa faixa de frequência, a teoria modal.

2.3 TEORIA MODAL

No modelo modal, também chamado de teoria ondulatória da acústica de salas, considera-se a propagação no interior da sala resultado de um padrão de ondas estacionárias (TENENBAUM, 2000). Apesar de ser este o método mais preciso, a geometria complexa de muitas salas dificulta sua aplicação prática, que tem aplicação direta em salas retangulares. Por outro lado, Kuttruff (1979) destaca que a maioria das grandes salas de concerto, igrejas, salas de aula e outros ambientes apresentam uma forma mais próxima da retangular do que qualquer figura geométrica. Sendo assim, o modelo modal não é apenas uma aproximação teórica dos conceitos físicos, mas, também, tem a sua aplicabilidade nos espaços arquitetônicos atuais. Duarte, Viveiros e Moorhouse (2010) fizeram a identificação dos modos de uma sala reverberante com paredes irregulares e relacionaram com os valores calculados de um modelo retangular com o mesmo volume. Os modos calculados para uma sala retangular se mostraram bastante próximos dos valores medidos, apesar de diferenças de medidas devido a irregularidades das paredes.

A sala retangular pode ser descrita como um ambiente fechado por planos paralelos e perpendiculares entre si. Esses se estendem de $x=0$ para $x=L_x$ no eixo x , de $y=0$ para $y=L_y$ no eixo y e $z=0$ para $z=L_z$ no eixo z , como mostra a Figura 2.3.

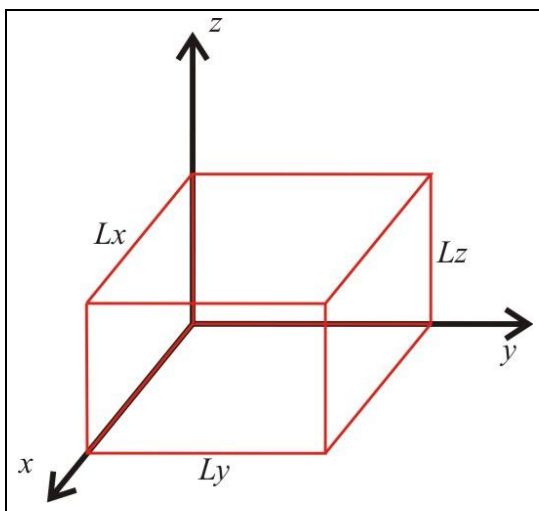


Figura 2.3: Dimensões de uma sala retangular

A abordagem descrita a seguir é baseada em Kuttruff (1979). A equação da onda para ambientes fechados pode ser descrita em coordenadas cartesianas por:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} + k^2 p = 0 \quad [2.3],$$

onde p é a pressão acústica [Pa] e k é o número de onda [1/m].

Pelo método de separação das variáveis, a equação da pressão sonora [2.3] pode ser separada em três fatores, assumindo-se que:

$$p(x, y, z) = p_1(x)p_2(y)p_3(z) \quad [2.4].$$

Então, a equação da onda pode ser expressa por:

$$\frac{1}{p_1} \frac{\partial^2 p_1}{\partial x^2} + \frac{1}{p_2} \frac{\partial^2 p_2}{\partial y^2} + \frac{1}{p_3} \frac{\partial^2 p_3}{\partial z^2} + k^2 = 0 \quad [2.5],$$

desde que k seja uma constante positiva e que cada uma das variáveis seja independente das outras, cada um dos três primeiros termos pode se tornar constante separada, sendo, respectivamente, $-k_x^2$, $-k_y^2$ e $-k_z^2$. Tem-se, então, as seguintes expressões:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 p_1}{\partial x^2} + k_x^2 p_1 &= 0 \\ \frac{d^2 p_2}{dy^2} + k_y^2 p_2 &= 0 \\ \frac{d^2 p_3}{dz^2} + k_z^2 p_3 &= 0 \end{aligned} \quad [2.6]$$

e, também:

$$k_x^2 + k_y^2 + k_z^2 = k^2 \quad [2.7].$$

A equação harmônica de segunda ordem, juntamente com as condições de contorno, têm-se as seguintes soluções:

$$\begin{aligned}
 p_{n_x}(x) &= A_{n_x} \cos(k_{n_x} x), \text{ sendo } k_{n_x} = \frac{n_x \pi}{L_x} \\
 p_{n_y}(y) &= A_{n_y} \cos(k_{n_y} y), \text{ sendo } k_{n_y} = \frac{n_y \pi}{L_y} \\
 p_{n_z}(z) &= A_{n_z} \cos(k_{n_z} z), \text{ sendo } k_{n_z} = \frac{n_z \pi}{L_z}
 \end{aligned} \tag{2.8}$$

onde n_x , n_y e n_z são as ordens de cada modo em cada uma das três coordenadas. A ordem dos modos vai ser expressa por $n = (n_x, n_y, n_z)$ e as extensões L_x , L_y e L_z serão os comprimentos da sala nas três coordenadas. Chega-se, então, à equação de autovalores da equação da onda, que se expressa por:

$$k_{n_x n_y n_z} = \pi \left[\left(\frac{n_x}{L_x} \right)^2 + \left(\frac{n_y}{L_y} \right)^2 + \left(\frac{n_z}{L_z} \right)^2 \right]^{1/2} \tag{2.9}.$$

A frequência característica de cada modo acústico com os três componentes é dada por:

$$f_{n_x n_y n_z} = \frac{c}{2\pi} k_{n_x n_y n_z} \tag{2.10}.$$

Substituindo [2.9] na equação [2.10], tem-se:

$$f = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{L_x} \right)^2 + \left(\frac{n_y}{L_y} \right)^2 + \left(\frac{n_z}{L_z} \right)^2} \tag{2.11}.$$

A expressão [2.12] representa a equação geral para uma onda estacionária tridimensional em uma sala retangular com paredes rígidas.

$$p_{n_x n_y n_z}(x, y, z) = C \cdot \cos\left(\frac{n_x \pi x}{L_x}\right) \cdot \cos\left(\frac{n_y \pi y}{L_y}\right) \cdot \cos\left(\frac{n_z \pi z}{L_z}\right) \quad [2.12],$$

onde C uma constante arbitrária. Os números de onda (k_{nx} , k_{ny} e k_{nz}) podem ser considerados como representantes direcionais de uma onda plana (LAM, 2007; KUTTRUFF, 1979). Utilizando-se essa analogia e comparando-a com a equação [2.11], pode-se observar que as ondas estacionárias podem ser de três tipos, classificadas pelos tipos de ondas:

- Axiais: quando dois dos n são zero ($a, 0, 0$) ou $(0, a, 0)$ ou $(0, 0, a)$. Nesse caso, as ondas se movem paralelas a um dos eixos x , y ou z . Como exemplo de onda axial, tem-se na Figura 2.4 a representação do modo $(1, 0, 0)$.

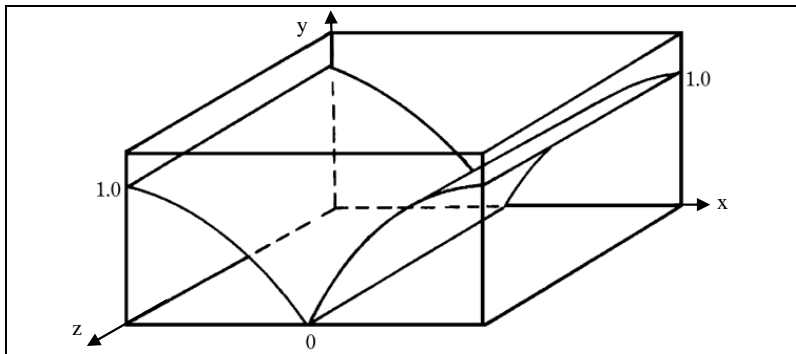


Figura 2.4: Modelo esquemático de uma distribuição de onda axial $(1,0,0)$ em uma sala retangular (Fonte: adap. EVEREST, 2001).

- Tangenciais: quando um dos n é zero ($a, b, 0$) ou similar. Um desenho esquemático desse tipo de modo se encontra representado na Figura 2.5.

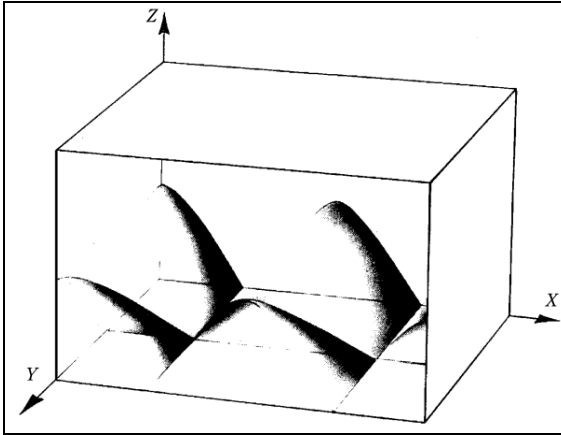


Figura 2.5: Modelo esquemático de uma distribuição de onda tangencial (2,1,0) em uma sala retangular (Fonte: EVEREST, 2001)

- Oblíquas: quando nenhum n é zero (a,b,c). As ondas se propagam nas três direções e cada modo envolve duas superfícies. Um modelo desse tipo de onda se encontra apresentado na Figura 2.6.

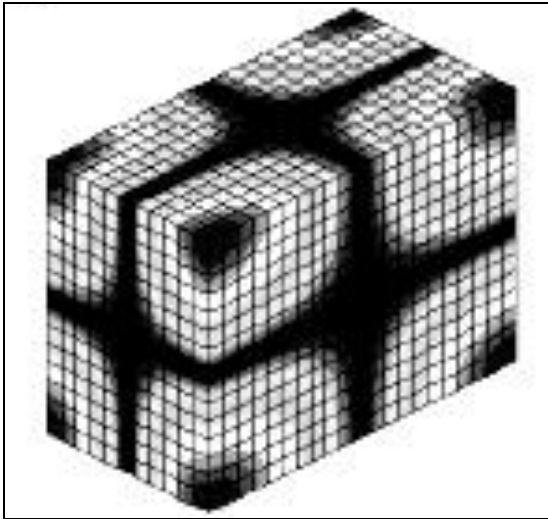


Figura 2.6: Modelo esquemático de uma distribuição de onda oblíqua (1,1,1) em uma sala retangular (Fonte: Melo, 2002)

Para calcular o número de modos para uma dada frequência f , a equação mais exata, segundo Kuttruff (1979), é:

$$N_f = \frac{4\pi V}{3} \left(\frac{f}{c} \right)^3 + \frac{\pi S}{4} \left(\frac{f}{c} \right)^2 + \frac{Lf}{8c} \quad [2.13]$$

onde $S = 2(L_x L_y + L_x L_z + L_y L_z)$, ou seja, a soma das áreas de todas as paredes e $L = 4(L_x + L_y + L_z)$, a soma de todos os comprimentos das arestas da sala retangular.

2.4 A BAIXA FREQUÊNCIA NA ISO 140-4

A ISO 140 é, na verdade, um conjunto de 18 normas, que atualmente é o padrão para medições em campo e em laboratório de isolamento sonoro no mundo. Essa norma rege todos os procedimentos de medição, desde dimensões da sala à quantidade de microfones a serem utilizados. O Anexo D da ISO 140-4:1998 contém um guia para medições de campo em bandas de baixas frequências (*Guidance on measurements in the low frequency bands*), no qual determina algumas especificidades, como:

- A distância mínima entre as posições dos microfones e as paredes deve ser, no mínimo, 1,2 m;
- Para medições em 50 Hz, as distâncias mínimas determinadas devem ser dobradas;
- O número de posições dos microfones deve ser aumentado (para medições em outras faixas de frequência, são necessárias 05 (cinco) posições fixas de microfones);
- Em salas que possuem dimensões próximas à metade do comprimento de onda, devem-se evitar medições no centro da sala, devido aos baixos níveis de pressão sonora esperados;
- O número mínimo de posições da fonte sonora deve ser 3;
- Salas com longos tempos de reverberação devem ser evitadas.

De acordo com a norma, uma das dimensões da sala deve ter, pelo menos, a dimensão equivalente a um comprimento de onda (c/f) e a outra dimensão deve ser a metade do comprimento de onda da mais baixa banda de frequência a ser considerada para medição. Por exemplo, se o limite mínimo para medição de isolamento sonoro for 50 Hz, a sala a ser avaliada deve ter, no mínimo, 6,80 metros em uma dimensão ($340/50$) e 3,40 metros na outra. Hopkins e Turner (2005) destacam a impraticabilidade da norma se forem considerados os tamanhos atuais dos ambientes residenciais, visto que eles não atendem às dimensões mínimas necessárias para atender à norma. Sendo o pé-direito padrão das residências brasileiras em torno de 2,5 metros, o volume mínimo que um ambiente precisaria ter para serem realizadas medições de isolamento sonoro em baixas frequências seria de $6,80 \times 3,40 \times 2,5$ m, totalizando $57,8 \text{ m}^3$, valor dificilmente encontrado nas residências atuais, principalmente em quartos e salas menores.

Outro problema com o método proposto pela ISO 140 é que a grande quantidade da energia sonora nas baixas frequências é concentrada nas regiões próximas às bordas da sala. Essa energia é ignorada nas medições, já que não é considerada parte do campo difuso. Então, além do problema das dimensões da sala, a principal dificuldade na aplicação da norma é o uso da proposição de campo difuso, visto que o campo totalmente difuso é quase impossível de se conseguir, especialmente em baixas frequências e em salas de pequenas dimensões. Mesmo com uma significativa parte da transmissão de energia sonora concentrada em baixas frequências, vários autores (WARNOCK, 1992; MELO, 2002; MALUSKI, 2004) destacam que as normas ignoram frequências abaixo de 100 Hz, como é o caso da ISO 140 para medições de isolamento e também da ISO 717, que é um conjunto de normas que estabelece um método para se obter um número único de isolamento sonoro dos componentes da construção.

O motivo para se demandar grandes espaços para medição em baixas frequências é justificado, principalmente, para evitar o acoplamento entre as salas de transmissão e a partição avaliada (PAPADOUPOLOS, 2001; 2003). No entanto, o problema não se limita a medições em campo. Bravo (2004) faz crítica à falta de uniformização das câmaras, pois a norma pede apenas um volume mínimo com um determinado tempo de reverberação. Logo, como as dimensões dessas não são especificadas detalhadamente, diferentes resultados serão obtidos para diferentes estruturas e geometrias, principalmente em baixas frequências.

O problema de medições em baixas frequências não é novidade na história da metrologia em laboratórios. Kang (1999) comenta que desde o início dos anos 50 foram registradas variações significantes nas baixas frequências ao serem realizadas comparações entre laboratórios. Até hoje, a dificuldade ainda não foi totalmente resolvida e diversas ferramentas de medições e de cálculo têm sido desenvolvidas para contornar o problema, além de propostas variadas de melhor adequação das medições, como as de Moorhouse e Ramadorai (2006) e Hopkins e Tunrner (2005). Em seguida estão descritos, resumidamente, alguns dos principais estudos realizados com o foco em baixas frequências que apresentam relevância para o presente trabalho.

2.5 MEDIÇÕES EM BAIXAS FREQUÊNCIAS

Existem duas formas de se investigar novos métodos para aperfeiçoar as técnicas de medição: através de modelos matemáticos, com predições e simulações e através de medições em laboratório e em campo. Neste trabalho, foram utilizadas as duas abordagens, a simulação de modelos matemáticos e a medição em laboratórios. A seguir, tem-se uma revisão sobre alguns estudos realizados sobre a mesma temática. Primeiramente, são mostradas, resumidamente, pesquisas que envolveram simulações e, em seguida, investigações sobre novos métodos de medição.

Entre os modelos matemáticos, existem basicamente dois métodos que estão bem estabelecidos ao se tratar de baixas frequências: o método de elementos finitos (*Finite Element Model - FEM*), que é o mais utilizado, e o método de elementos de contorno (*Boundary Element Model - BEM*).

Papadopoulos (2001) propôs um método para redistribuir os modos da sala através de mudanças na sua geometria. O procedimento foi desenvolvido utilizando um modelo de elementos finitos para prever exatamente a magnitude das modificações da geometria necessárias para o desempenho desejado. Esse método pode ser adequado para salas que exijam alto desempenho acústico.

Santos, Magalhães e Tadeu (2005) analisaram a predição da transmissão sonora entre duas salas em bandas de baixa frequência. Um modelo de elemento de contorno (*BEM*) foi comparado com outras técnicas de modelagem. Os autores utilizaram diversos modelos testados em outros trabalhos e aplicaram o método *BEM*. Foi visto que um

modelo em *BEM* mostrou melhor conformidade quando comparado com os resultados de outros modelos.

Os dois principais aspectos relevantes em uma medição são, segundo Hopkins e Turner (2005), repetibilidade e reprodutibilidade. Repetibilidade pode ser definida como a variação nos valores das medições quando medidos por um mesmo operador em um curto espaço de tempo. Reprodutibilidade é a variação nos resultados das medições realizadas por diferentes operadores ou quando medidos em dias diferentes ou em diferentes laboratórios.

Pedersen *et al.* (2000) propuseram um novo método para medição de salas de transmissão sonora com melhor acurácia em baixas frequências. Foi proposto utilizar a fonte sonora nas quinas da sala ou um alto-falante em movimento com microfones em posições próximas à superfície da parede testada, localizada entre as duas salas. Na sala receptora, é indicado cobrir com material absorvente a parede oposta à parede vibrante. A potência sonora da sala receptora foi obtida através da intensidade sonora normal à parede vibrante, obtida pela varredura manual da superfície. Esse método foi incorporado à ISO 15186-3 (2002). Um teste entre laboratórios confirmou que o método pode ter melhor reprodutibilidade que a ISO 140-3. No entanto não é adequado para medições em campo, visto que a medição de intensidade é cara e exige muito tempo para ser considerada um padrão. Além disso, a transmissão pelos flancos (*flanking transmission*) prejudica o resultado.

A norma ISO 15186-3 (2002) trata de métodos de medição de isolamento sonoro através da medição de intensidade em laboratórios para a região de baixas frequências. A limitação da norma é que ela somente é válida para campos considerados difusos e para salas com mais de 300 m³. Logo, para medições em campo e em salas pequenas esse método se torna impraticável (HOPKINS, TURNER, 2005).

São diversos os parâmetros que podem influenciar o isolamento sonoro de um componente de vedação: massa superficial, frequência sonora, ângulo de incidência das ondas sonoras, presença de flancos na partição, fatores de amortecimento e de rigidez entre outros. Para a faixa de baixas frequências, especificamente, três parâmetros são os mais relevantes: tamanho da sala, localização da fonte sonora e tempo de reverberação da sala receptora (TADEU, 2003). Outros parâmetros podem ser acrescentados, como a quantidade de fontes e microfones utilizados na medição. Tem-se percebido que apenas com o posicionamento adequado dos microfones, bons resultados têm sido alcançados (MOORHOUSE; RAMADORAI, 2006).

Simmons (1999) fez uma comparação de 24 métodos de normas de diversos países para medições de campo de ruído em baixas frequências encontrados na literatura. Uma malha de pontos tridimensional foi gerada para testar os diferentes métodos. Foi proposto um método de medição nas quinas da sala em dB(C). Após medir em todos os vértices, o nível de pressão sonora obtido na quina com o maior valor é somado com aqueles obtidos em mais dois pontos dentro do campo reverberante (afastado das paredes da sala). O método foi testado em 5 laboratórios (*Inter-Nordic Round Robin*) e alcançou muito boa reprodutibilidade. Esse método serviu de modelo para Hopkins e Turner (2005), que propuseram medições adicionais de isolamento sonoro e tempo de reverberação para a ISO 140-4 para as bandas de 50 Hz, 63 Hz e 80 Hz. O nível de pressão sonora é obtido através da combinação dos resultados de medições nos vértices e na posição central de cada sala. O método mostrou considerável melhora na repetitividade da medição se comparado com o método tradicional.

Expandindo a ideia de medições do nível de pressão sonora nos vértices da sala, Moorhouse e Ramadorai (2006) propuseram o método da diagonal. Esse método utiliza medições em um número de pontos igualmente distribuídos na diagonal da sala. Os resultados indicaram uma melhor acurácia em baixas frequências se comparados com o método da ISO 140. Também foi visto que a variância foi reduzida ao comparar a medição com os resultados obtidos em pontos arbitrários, como os sugeridos pela norma ISO 140.

Pedersen *et al* (2007, 2008) avaliaram os métodos de medição de baixa frequência em residências utilizados nas normas da Suécia e da Dinamarca. O método sueco mostrou bons resultados, porém foi visto que o uso da curva de ponderação C poderia levar a interpretações errôneas. O método dinamarquês apresentou alto risco de subestimar os resultados, com exceção de quando o reclamante apresentar com precisão a posição da fonte, o que, como foi discutido anteriormente, no caso de baixas frequências, nem sempre é possível. Como alternativa, foi proposta a média do nível de pressão sonora em quatro vértices quaisquer da sala, que se mostrou um método fácil, com resultados confiáveis e repetíveis.

Maluski e Gibbs (2001, 2004) investigaram o efeito de nichos em paredes, móveis e diferentes geometrias em salas com volume menor que 50 m³, em baixas frequências, por meio de modelos de elementos finitos e de medições. Os resultados das simulações foram comparados com medições em campo em salas com e sem mobiliário. Foi visto que

a introdução de móveis pode reduzir os picos de nível de pressão sonora na ordem de 2 dB abaixo de 100 Hz e de 5 dB para frequências acima de 100 Hz. Para a geometria da sala, as reentrâncias nas paredes menores que 0,5 metro podem ser desconsideradas quando se procura obter a resposta em frequência mais baixa. Foi visto que se o volume das salas emissoras e receptoras forem diferentes em até 40%, o isolamento sonoro pode aumentar em até 3dB.

Melo (2006, 2007) avaliou a influência de mobiliários em salas pequenas em baixas frequências. Foi visto que quando um elemento sólido ou absorvedor é colocado em uma sala, existe pouca interferência na resposta da sala para frequências abaixo de 50 Hz. Entre 50 e 200 Hz, a influência dos móveis fica mais nítida e a localização deles se torna um item relevante. Móveis localizados próximos às paredes e nas esquinas produzem uma maior mudança na resposta da sala se comparados com os localizados na posição central.

Bravo e Elliot (2004) perceberam que problemas da sala emissora na medição do isolamento sonoro em baixas frequências podem ser reduzidos se forem utilizadas fontes sonoras em movimento próximas ao painel para simular um campo difuso. No entanto, o efeito na sala receptora não foi reduzido, mesmo com medições de intensidade exaustivas com diversos microfones. Na Tabela 2.2, é possível ter um resumo dos métodos e principais conclusões das pesquisas citadas aqui.

Tabela 2.2: Principais pesquisas em baixas frequências com seus métodos e conclusões

AUTOR	MÉTODO UTILIZADO	CONCLUSÕES
Melo (2006, 2007)	- FEM: SYSNOISE - Medições NPS	- O mobiliário não modifica significativamente as respostas em frequência da sala em baixas frequências
Papadoupoulos (2001, 2003)	- FEM: PATRAN FE pre/post processor + ABAQUS FE solver (CAE simulation).	- Modificações controladas na geometria afetam modos diferentes resultando em um comportamento modal diferenciado
Santos (2005)	- BEM	- Modelo com BEM: boa aproximação se comparada com resultados publicados anteriormente.

Continua...

Pedersen (2000)	<ul style="list-style-type: none"> - Medições intensidade - Absorção – sala receptora - Fonte: nos vértices ou em movimento - Microfones: próximos – parede teste 	- Melhor reprodutibilidade que a ISO 140-3, mas não se adequa para medições em campo
Bravo (2004)	<ul style="list-style-type: none"> - Medições de intensidade 	<ul style="list-style-type: none"> - Efeito da sala: pode ser reduzindo colocando-se várias fontes perto do painel para simular um campo sonoro incidente - Quanto mais absorventes e espessos os painéis, mais cuidados com a transmissão pelos flancos.
Simmons (1999)	<ul style="list-style-type: none"> - Uso da curva dB(C) - Microfones: quinas e no campo reverberante 	- Testado em 5 laboratórios (<i>Inter-Nordic Round Robin</i>) e alcançou muito boa reprodutibilidade
Maluski (2001, 2004)	<ul style="list-style-type: none"> - FEM - Medições <i>in-situ</i> * Posição dos microfones: no centro e nas bordas 	<ul style="list-style-type: none"> - Mobiliário: insignificante interferência no desempenho da sala em frequências abaixo de 100Hz; - Nichos nas paredes: profundidades menores que 0,5m podem ser desprezadas. - Dimensões da sala: forte influência
Hopkins (2005)	<ul style="list-style-type: none"> - Microfones: quinas e centro 	- Medições adicionais para a ISO 140-4 para as bandas de 50 Hz, 63 Hz e 80 Hz
Moorhouse (2006)	<ul style="list-style-type: none"> - Microfones: diagonal da sala 	- Melhor acurácia em baixas frequências se comparados com o método da ISO 140-3.
Pedersen (2007, 2008)	<ul style="list-style-type: none"> - Microfones: média de 04 vértices 	- Melhores resultados que as normas analisadas (Suécia e Dinamarca. Método fácil com resultados confiáveis e repetíveis.

Na sequência, no capítulo 3 é apresentada uma nova forma de medições para a região de baixas frequências baseada na teoria modal, o Método do Envelope, cuja contribuição visa colaborar na solução dos problemas discutidos neste capítulo.

MÉTODO DO ENVELOPE

3.1 INTRODUÇÃO

O coeficiente de transmissão sonora, τ , de uma partição é a razão entre a potência transmitida e a incidente. O índice de redução sonora é obtido pela relação logarítmica entre as duas potências. Na teoria clássica para campo difuso, as potências incidente e transmitida não são alcançadas diretamente. A ISO 140 propõe uma forma de consegui-las implicitamente, pois a potência sonora está relacionada aos níveis de pressão sonora na sala emissora e na sala receptora e à área de absorção para a sala receptora.

Uma das dificuldades de aplicabilidade da norma é na obtenção da potência transmitida, pois esta requer as áreas de absorção da sala, o que demanda a medição do tempo de reverberação. No entanto, para a região de baixas frequências isso é problemático, já que a teoria de cálculo se baseia na premissa de existir um campo difuso. Sabe-se que para a região de baixas frequências, em salas pequenas, não é possível obter um campo difuso e o comportamento modal da sala é de grande importância.

O objetivo do método proposto neste capítulo é buscar uma forma de se medir a potência sonora transmitida da sala sem o conhecimento do tempo de reverberação, evitando-se problemas de medições na região de baixas frequências, quando a teoria de campo difuso não é válida.

Como o foco deste estudo é a região de frequência onde ocorre o comportamento modal da sala, será apresentada uma breve explicação sobre o método de medição para campo difuso, teoria que é largamente difundida e normatizada pela ISO 140. O objetivo da medição de isolamento sonoro é obter o Índice de Redução Sonora (do inglês, *Sound Reduction Index*, R) de uma partição. Considerando-se a relação entre potências transmitida, W_t , e incidente, W_i , o índice de redução sonora é dado por:

$$R = 10 \log \frac{1}{\tau} = 10 \log \frac{W_i}{W_r} \quad [3.1]$$

Na prática, as potências incidente e transmitida não são alcançadas diretamente. A ISO 140 propõe uma forma de obtê-las indiretamente pela relação dos níveis de pressão sonora na sala emissora e na sala receptora, considerando-se a área de absorção da sala receptora. Para campo difuso, a equação utilizada pela ISO 140 é:

$$R = L_1 - L_2 + 10 \log \frac{S}{A} \quad [3.2]$$

onde L_1 e L_2 são as médias do nível de pressão sonora na sala emissora e receptora respectivamente [dB], S é a área da partição analisada [m^2], A é a absorção sonora equivalente na sala receptora [m^2].

A absorção equivalente A é normalmente obtida pela medição do tempo de reverberação, mas também pode ser obtida utilizando-se uma fonte calibrada de potência sonora. A relação entre o nível da potência sonora emitida em uma sala e o nível de pressão sonora em um campo difuso é dada por:

$$L_p = L_w + 10 \log(4/R_c) \quad [3.3]$$

onde L_p é o nível de pressão sonora, L_w é o nível de potência sonora e $R_c = S\bar{\alpha}/(1-\bar{\alpha})$ é a constante da sala receptora, onde $\bar{\alpha}$ é o coeficiente de absorção médio e $S\bar{\alpha} = A$, que é a área de absorção. Isolando-se o coeficiente de absorção médio, tem-se:

$$\bar{\alpha} = 1 / \left\{ 1 - \frac{S}{4} \times 10^{[(L_w - L_p)/10]} \right\} \quad [3.4]$$

A equação [3.4] indica que se a partir de uma fonte sonora com potência acústica conhecida, L_w , em uma sala e medindo-se o nível de pressão sonora, L_p , é possível obter o coeficiente médio de absorção sonora e, portanto, a área de absorção, sem que seja necessário medir o tempo de reverberação. No entanto, para essa medição utiliza-se uma fonte de potência sonora calibrada.

Apenas como ilustração, na Figura 3.1, tem-se as primeiras tentativas para se testar um método que fosse possível evitar a medição do tempo de reverberação. Nessa figura, é comparada a absorção equivalente obtida pela medição do tempo de reverberação e a obtida através fonte calibrada de potência sonora conforme equação [3.4]. As medições foram realizadas em uma sala reverberante pequena, com 48m^3 de volume. Foram colocados painéis de absorção na sala a fim de se obter um resultado próximo à absorção sonora de um típico quarto ou sala de estar. Uma fonte sonora de referência B&K Modelo 4204 foi utilizada e foi medido o nível de pressão sonora médio em seis posições de microfones. De acordo com a Figura 3.1, vê-se que, enquanto existem grandes diferenças entre a absorção equivalente nas baixas e altas frequência, na região de médias frequências encontra-se boa coerência.

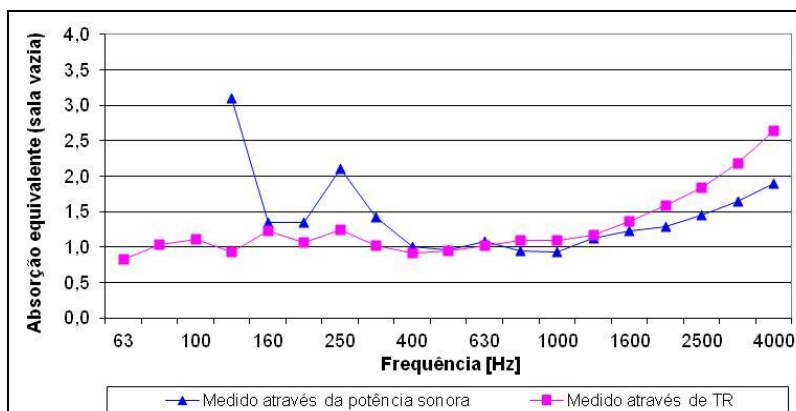


Figura 3.1: Comparação da absorção sonora equivalente obtida pelo tempo de reverberação e pela potência sonora

Percebeu-se que, após alguns testes, não se conseguia bons resultados na região de baixas frequências devido a algumas situações específicas, como: a fonte utilizada, que não possuía calibração para baixas frequências e a expressão matemática que não levava em consideração o comportamento modal da sala. Esse teste é meramente um exemplo para ilustrar a dificuldade em conseguir bons resultados na região em estudo e a necessidade de se propor um método alternativo de medição do tempo de reverberação.

O Método do Envelope, nome dado ao método proposto, é apresentado em seguida. O método tem o objetivo de simplificar a

medição do isolamento sonoro propondo uma forma de medir a potência sonora transmitida sem a necessidade de obter o tempo de reverberação.

3.2 O MÉTODO DO ENVELOPE

A potência sonora emitida por uma fonte pontual monopolar caracterizada por uma vazão Q é dada por:

$$W(\omega) = \text{Re}(p(\omega)^* Q(\omega)) \quad [3.5],$$

onde p é a pressão sonora no ponto de excitação [Pa] e Q , a velocidade de volume da fonte [m^3/s]. A pressão sonora na sala pode ser expressa pela soma modal:

$$p = iQ\omega\rho_0 c^2 \sum \frac{\varphi_n(r)\varphi_n(r_0)}{(\omega^2 - \bar{\omega}_n^2)K_n} \quad [3.6],$$

onde ρ_0 é a massa específica ar [kg/m^3], ω é a frequência [rad/s], φ_n são as formas dos modos, $r = (x, y, z)$ é uma posição arbitrária na sala e r_0 é a posição da fonte. No denominador, $\bar{\omega}_n$ e ω são as frequências dos modos (complexas quando o amortecimento é considerado) e a frequência de excitação respectivamente. $K_n = \int_V \varphi_n^2 dV$ é o fator de normalização. Com a introdução do fator de perda η , tem-se:

$$\bar{\omega}_n^2 = \omega_n^2 (1 + i\eta) \quad [3.7].$$

Substituindo $\bar{\omega}_n$ na equação [3.6]:

$$p = iQ\omega\rho_0 c^2 \sum \frac{\varphi_n(r)\varphi_n(r_0)}{(\omega^2 - \omega_n^2 + i\eta\omega_n^2)K_n} \quad [3.8],$$

e

$$p = Q\omega\rho_0 c^2 \sum \frac{\varphi_n(r)\varphi_n(r_0)[\eta\omega_n^2 + i(\omega^2 - \omega_n^2)]}{[(\omega^2 - \omega_n^2)^2 + \eta^2\omega_n^4]K_n} \quad [3.9].$$

Substitui-se agora o valor de p no ponto de excitação na equação [3.5]:

$$W = \omega \rho_0 c^2 |Q|^2 \operatorname{Re} \left(\sum \frac{\varphi_n^2(r_0) [\eta \omega_n^2 + i(\omega^2 - \omega_n^2)]}{[(\omega^2 - \omega_n^2)^2 + \eta^2 \omega_n^4] K_n} \right) \quad [3.10].$$

Chega-se, então, à expressão da potência emitida pela fonte na sala:

$$W = \omega \rho_0 c^2 |Q|^2 \sum \frac{\varphi_n^2(r_0) \eta \omega_n^2}{[(\omega^2 - \omega_n^2)^2 + \eta^2 \omega_n^4] K_n} \quad [3.11].$$

Se um único modo domina, então um único termo da série é suficiente:

$$W = \omega \rho_0 c^2 |Q|^2 \frac{\varphi_n^2(r_0) \eta \omega_n^2}{[(\omega^2 - \omega_n^2)^2 + \eta^2 \omega_n^4] K_n} \quad [3.12].$$

A equação [3.12] será utilizada como a potência de referência nas simulações mostradas no Capítulo 4, onde é realizada a validação numérica.

3.2.1 Potência sonora a partir da pressão em dois pontos

Esse estudo vem da pesquisa de Pinnington (1986), que propôs obter a potência sonora a partir de dois pontos em placas. Extrapolando o método, Moorhouse (2008) sugere que essa mesma teoria pode ser adaptada em escala tridimensional, contanto que apresente um comportamento modal. Nesse caso, a teoria foi aplicada para espaços arquitetônicos.

Primeiramente, é estudada a expressão de potência sonora transmitida baseada na correlação cruzada da pressão sonora entre dois pontos arbitrários no espaço quando excitados por uma fonte localizada em uma das paredes da sala. Na posição j , a pressão sonora pode ser dada por:

$$p_j = iQ\omega\rho_0 c^2 \sum \frac{\varphi_n(r_i)\varphi_n(r_0)}{(\omega^2 - \omega_n^2 + i\eta\omega_n^2)K_n} \quad [3.13]$$

Uma equação similar pode ser aplicada na posição k . Logo, obtém-se a correlação cruzada:

$$G_{jk} = p_j p_k^* = |Q|^2 \omega^2 \rho_0^2 c^4 \left(\sum \frac{\varphi_n(r_j)\varphi_n(r_0)}{(\omega^2 - \omega_n^2 + i\eta\omega_n^2)K_n} \right) \cdot \left(\sum \frac{\varphi_n(r_k)\varphi_n(r_0)}{(\omega^2 - \omega_n^2 + i\eta\omega_n^2)K_n} \right)^* \quad [3.14]$$

Se um único modo domina, então um único termo da série é suficiente para descrever a soma:

$$G_{jk} = |Q|^2 \omega^2 \rho_0^2 c^4 \frac{\varphi_n(r_j)\varphi_n(r_k)\varphi_n^2(r_0)}{((\omega^2 - \omega_n^2)^2 + \eta^2 \omega_n^4)K_n^2} \quad [3.15].$$

3.2.2 Impedância de transferência

Em um teste separado, uma fonte calibrada de velocidade de volume é colocada na mesma posição k e a pressão sonora é medida no ponto j . A impedância de transferência é obtida a partir dessa relação:

$$Z_{jk} = p_j / Q_{cal} = i\omega\rho c^2 \sum \frac{\varphi_n(r_j)\varphi_n(r_k)}{(\omega^2 - \omega_n^2 + i\eta\omega_n^2)K_n} \quad [3.16].$$

Para se obter a parte real e imaginária, tem-se:

$$Z_{jk} = \omega\rho c^2 \sum \frac{\varphi_n(r_j)\varphi_n(r_k)[i(\omega^2 - \omega_n^2) + \eta\omega_n^2]}{((\omega^2 - \omega_n^2)^2 + \eta^2 \omega_n^4)K_n} \quad [3.17].$$

No pico da ressonância, quando $(\omega^2 - \omega_n^2 = 0)$ e assumindo-se que um único modo domina, a equação [3.17] pode ser expressa por:

$$\hat{Z}_{jk} = \omega \rho c^2 \frac{\varphi_n(r_i) \varphi_n(r_k)}{(\eta \omega_n^2) K_n} \quad [3.18]$$

O símbolo \wedge em Z indica que se está trabalhando com o envelope da impedância, já que o interesse da questão é obter um espectro contínuo em todas as frequências e não apenas o pico de ressonância da equação [3.18]. Por esse motivo, o nome escolhido para o método foi Método do Envelope.

3.2.3 Cálculo indireto da potência sonora

Dividindo-se a equação [3.15] pela equação [3.18] tem-se:

$$\frac{G_{jk}}{\hat{Z}_{jk}} = |Q|^2 \omega \rho c^2 \frac{\varphi_n^2(r_0) \eta \omega_n^2}{((\omega^2 - \omega_n^2)^2 + \eta^2 \omega_n^4) K_n} \quad [3.19]$$

Comparando-se com a equação [3.19] com a equação [3.12], pode-se concluir que:

$$W = \frac{G_{jk}}{\hat{Z}_{jk}} \quad [3.20].$$

Apesar da equação [3.20] estar estritamente relacionada às frequências de ressonância, Pinnington mostrou que o espectro contínuo pode ser obtido ao substituir \hat{Z}_{jk} pelo envelope dos picos de impedância. Com a equação [3.20] pode-se obter a potência sonora a partir da medição da correlação cruzada da pressão sonora em dois pontos da sala, G_{jk} [3.15], e o envelope da impedância de transferência, \hat{Z}_{jk} [3.18], entre os mesmos dois pontos. Neste trabalho, esse método é chamado de Método do Envelope, pois ele utiliza os valores máximos – o envelope – da impedância para se chegar à solução final. Na Figura 3.2 tem-se um esquema sobre os equipamentos necessários para se conseguir medir cada parte da equação proposta.

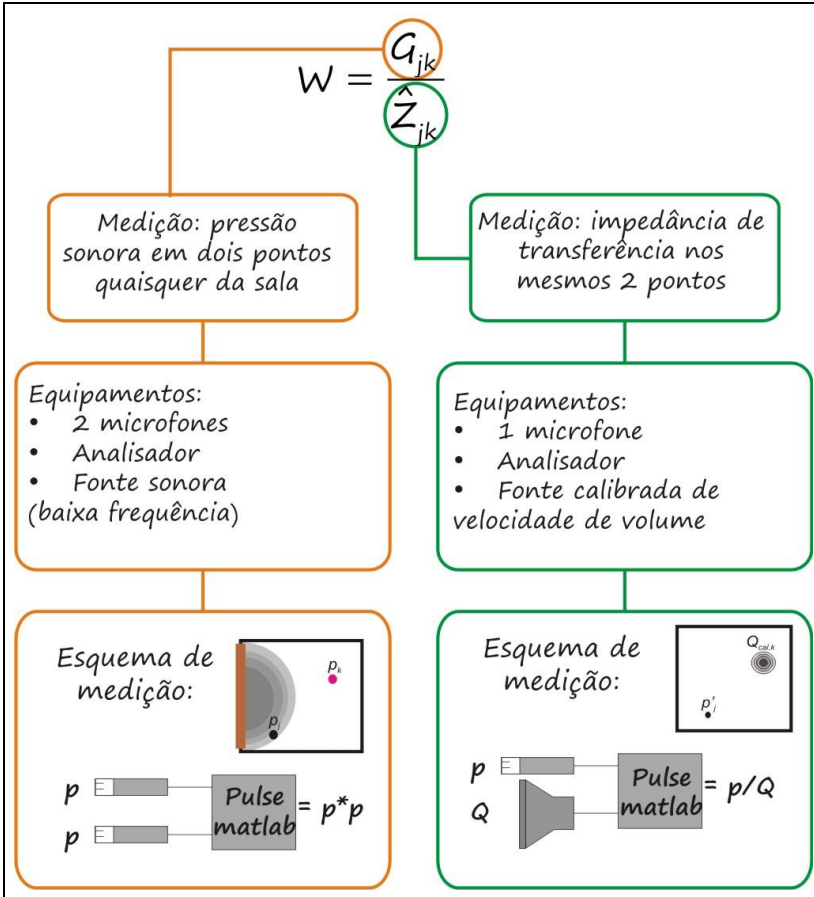


Figura 3.2: Medições e equipamentos necessários para medir a potência sonora transmitida através do Método do Envelope

3.3 MÉTODO DE VALIDAÇÃO

Um dos desafios para a validação experimental do Método do Envelope foi encontrar uma medição que pudesse servir de referência para comparação, devido à dificuldade de medições confiáveis na região de baixas frequências. Foi utilizada a medição de intensidade como método de referência, visto que, segundo Hopkins (2007) é o método mais preciso do que medições de nível de pressão sonora. A ideia foi

medir a intensidade com um microfone e um acelerômetro, que supostamente trabalha melhor em um campo muito reverberante. Para isso, o método foi comparado com o método usual de medir intensidade com dois microfones. A teoria que se segue foi desenvolvida por Moorhouse (2008).

A intensidade sonora instantânea é uma grandeza vetorial e pode ser definido pelo produto da pressão sonora e a velocidade de partícula (HOPKINS, 2007).

$$I = p.u(x,t) \quad [3.21]$$

onde p é a pressão sonora [Pa] e u é a velocidade de partícula [m/s]. A velocidade de partícula pode ser determinada a partir da equação de Euler.

$$u(x,t) = -\frac{1}{\rho_0} \int \frac{\partial p}{\partial x} dt \quad [3.22]$$

Simplificando, a equação [3.22] pode ser expressa por:

$$u(x,t) = \frac{i}{\omega \rho_0} \frac{p_2 - p_1}{d} \quad [3.23].$$

Em uma sonda p - p , os dois microfones são separados por uma distância d , como mostra a Figura 3.3. Os microfones são igualmente separados do ponto no qual a intensidade é estimada. A pressão sonora no ponto médio entre os dois microfones é dada aproximadamente por:

$$p = \frac{1}{2} (p_1 + p_2) \quad [3.24]$$

Sendo assim, a intensidade média pode ser expressa por:

$$I = \frac{1}{2} p u(x)^* = \frac{i}{2\omega \rho_0 d} (p_1 + p_2)(p_2 - p_1)^* \quad [3.25]$$

A parte conjugada pode ser simplificada para:

$$I = p u(x, t)^* = \frac{i}{2\omega\rho_0 d} 2i \operatorname{Im}(p_1 p_2^*) - |p_1|^2 + |p_2|^2 \quad [3.26]$$

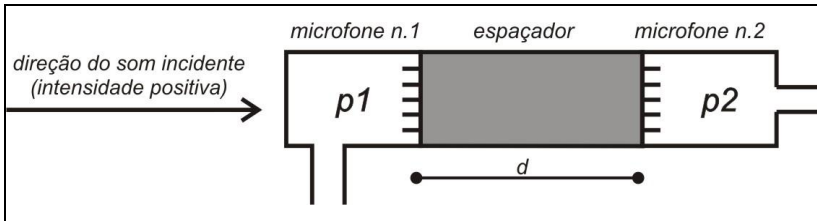


Figura 3.3: Intensidade sonora em uma sonda p-p (adap. HOPKINS, 2007).

Outro modo de obter a intensidade sonora é pela relação de potência acústica e a área da partição analisada.

$$I = \frac{W}{A} \quad [3.27],$$

onde A é a área da partição [m^2].

A potência acústica pode ser expressa por:

$$W = \frac{1}{2} \operatorname{Re}(p u^*) A \quad [3.28]$$

E a velocidade de partícula por:

$$u = \frac{a}{i\omega} \quad [3.29],$$

onde a é a aceleração da partícula [m/s^2]. Substituindo u na equação da potência sonora [3.27], tem-se:

$$W = \frac{1}{2} \operatorname{Re}\left(p \frac{a}{i\omega}^*\right) A = \frac{A}{2\omega} \operatorname{Im}(p a^*) \quad [3.30]$$

Logo, o vetor de intensidade pode ser expresso por:

$$I = \frac{1}{2} \frac{\text{Im}(p a^*)}{\omega} \quad [3.31]$$

A partir da equação [3.31], tem-se outra forma de medir intensidade, que é pela medição da pressão e da aceleração. Com este método, é possível medir mais facilmente em um campo muito reativo, como o caso da câmara reverberante. Na Figura 3.4, é ilustrada a medição utilizada como padrão.

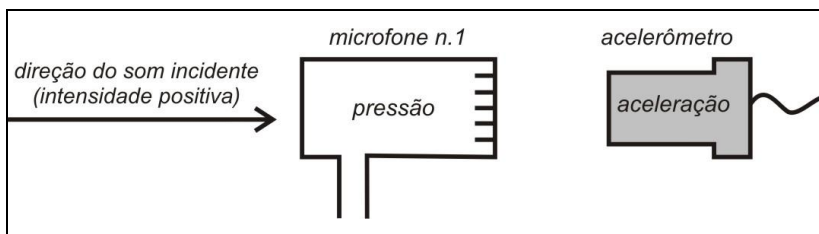


Figura 3.4 Esquema da medição de intensidade sonora utilizando um microfone e um acelerômetro.

Segue, no Capítulo 4, as simulações computacionais realizadas com o intuito de validar do Método do Envelope.

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

4.1 INTRODUÇÃO

O Método do Envelope, apresentado no Capítulo 3, foi testado numericamente através de simulações aplicadas no programa computacional *Matlab*®. Um modelo de sala com diversos pontos foi utilizado. As dimensões do modelo foram próximas às da câmara reverberante onde foram realizadas as medições. Como não possível fazer o cálculo com modelos de dimensões irregulares e a câmara não possui paredes paralelas, foi feita uma média das dimensões das paredes da sala reverberante. O modelo tem $l_x = 4,315$ m; $l_y = 3,775$ m; $l_z = 2,98$ m com volume de $48,66$ m³. O coeficiente de absorção utilizado foi de 0,04. Uma fonte pontual foi colocada em um dos vértices da sala e diferentes grupos de dois pontos foram posicionados no modelo testado, conforme ilustrado na Figura 4.1. O teste pode ser separado em dois estágios:

- 1) Cálculo da correlação cruzada da pressão sonora em dois pontos da sala: uma fonte pontual foi colocada próxima a um dos vértices da sala e diferentes grupos de dois pontos foram posicionados no modelo testado (G_{jk}), conforme ilustra esquema na Figura 4.1.
- 2) Cálculo do envelope da impedância em uma sala: a fonte de velocidade de volume foi colocada na mesma posição de um dos pontos com $Q = 1$ e o envelope dos picos de impedância entre os dois pontos foi calculado (\hat{Z}_{jk}), como mostra a Figura 4.2.

A potência sonora transmitida é calculada pela divisão dos dois estágios acima descritos: a correlação cruzada da pressão (G_{jk}) e o envelope da impedância de transferência (\hat{Z}_{jk}).

Vale ressaltar que, neste capítulo, ao serem mencionados termos como ‘microfones’ e ‘medição’ são, na verdade, uma referência a um conjunto de coordenadas onde os pontos de simulação foram realizados. Os testes experimentais serão tratados com profundidade no capítulo seguinte.

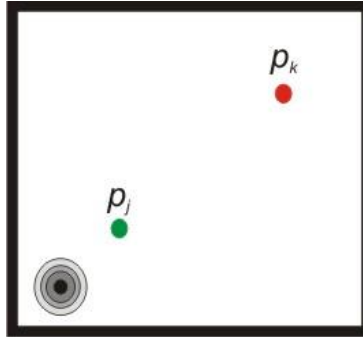


Figura 4.1: Esquema dos pontos de simulação da pressão sonora

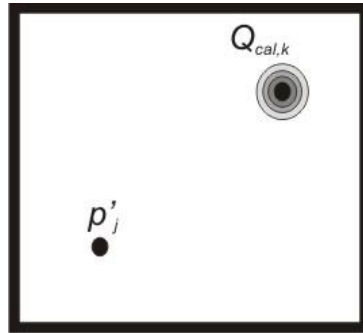


Figura 4.2: Esquema para a simulação da impedância de transferência

4.2 RESULTADOS DA SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS

A equação [3.20] apresentada no Capítulo 3 mostra que, na teoria, a potência emitida em uma sala pode ser obtida pela medição de apenas dois parâmetros em dois pontos da sala. Os parâmetros são: a correlação cruzada da pressão e o envelope da impedância de transferência entre esses pontos.

No sentido de testar o método proposto, algumas simulações numéricas foram realizadas utilizando métodos clássicos para se obter a pressão sonora em salas retangulares com paredes rígidas (KUTTRUFF, 1979).

A simulação foi realizada em dois estágios: o primeiro representou uma medição de pressão sonora em dois pontos da sala com uma parede vibrante e o segundo, o envelope da impedância de

transferência. O primeiro estágio de simulação é mostrado na Figura 4.3. Uma fonte monopolar com vazão igual a $Q=1 \text{ m}^3/\text{s}$ foi posicionada em um dos vértices do modelo e a pressão sonora em dois pontos aleatórios foi calculada. O comportamento modal pode ser observado nas frequências mais baixas. Existe uma pequena variação de pressão entre duas posições até a frequência de 80 Hz. Isso acontece porque esses pontos estão localizados em posições relativamente simétricas em lados opostos da sala como mostra o esquema dos pontos na Figura 4.3. Sendo assim, o desenho dos modos é aproximadamente igual. À medida que a frequência aumenta mais modos começam a contribuir para a resposta e p_j se mantém relativamente constante e p_k reduz já que está mais distante da fonte.

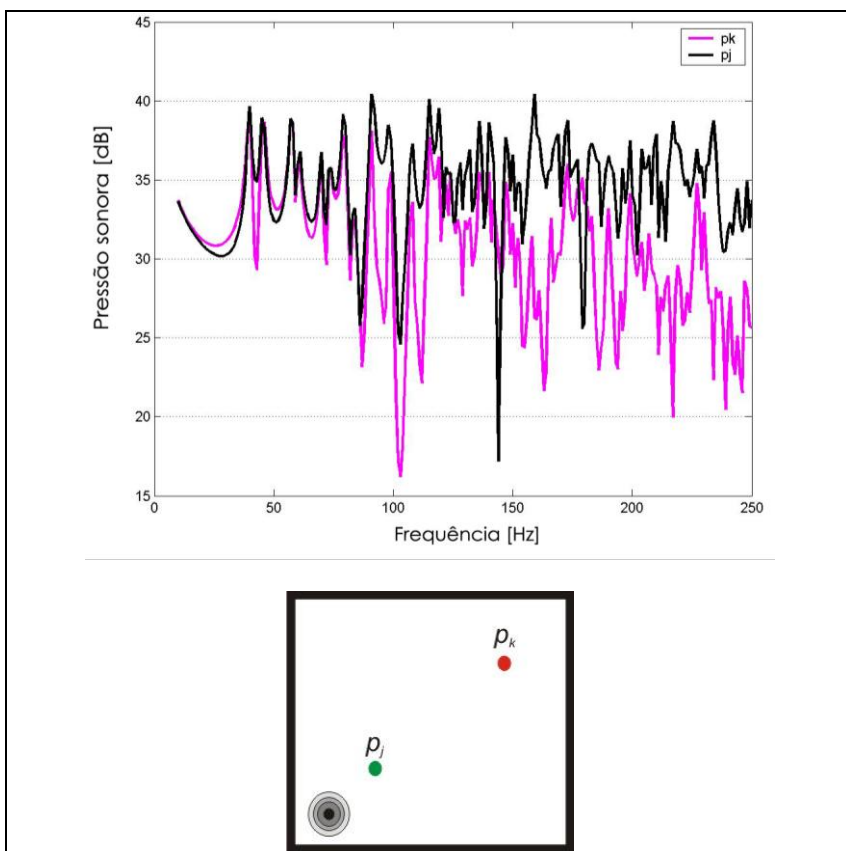


Figura 4.3: Nível de pressão sonora simulado para dois pontos da sala

No segundo estágio, foi simulado o envelope da impedância, onde a fonte monopolar foi colocada no lugar do microfone na posição k e a pressão sonora foi obtida na posição j . As posições e o resultado da simulação são mostrados na Figura 4.4. A impedância mostra os picos de ressonância e outros vales anti-ressonantes, como esperado. Na Figura 4.4, em linha rosa pontilhada está o envelope dos picos da impedância, que é o espectro utilizado no cálculo da potência sonora no Método do Envelope.

Cumpridos os dois estágios, mostrados nas Figuras 4.3 e 4.4, foi efetuado o quociente de acordo com a equação [3.20] para obter a potência sonora transmitida de acordo com o Método do Envelope. A potência sonora também foi calculada diretamente pela equação [3.12] para comparação. Os primeiros resultados se encontram na Figura 4.5.

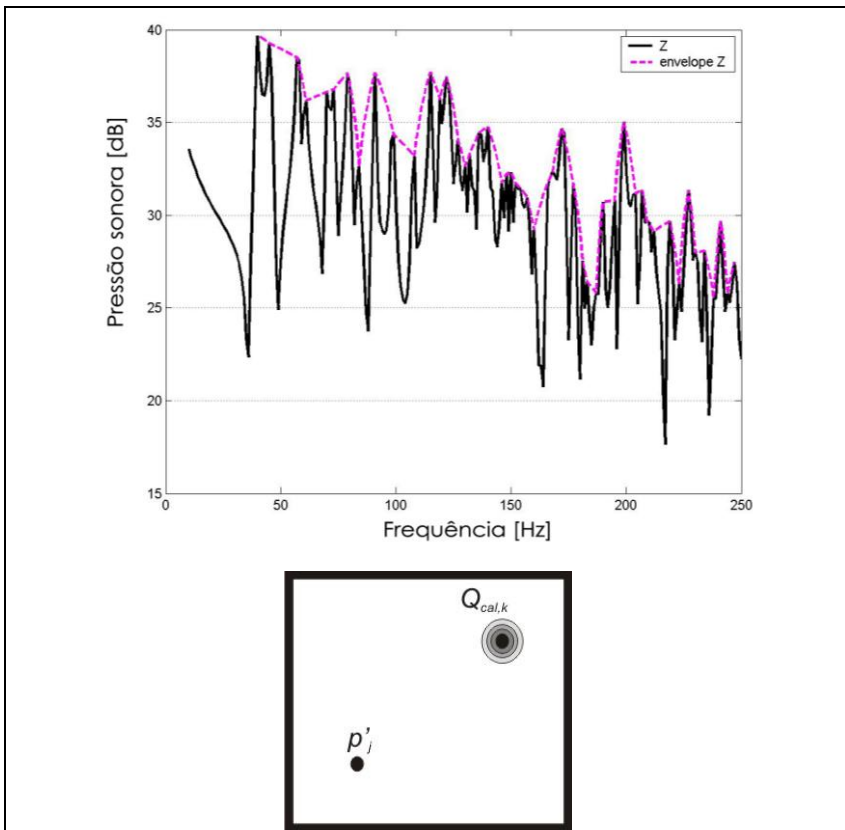


Figura 4.4: Envelope da impedância de transferência entre dois pontos.

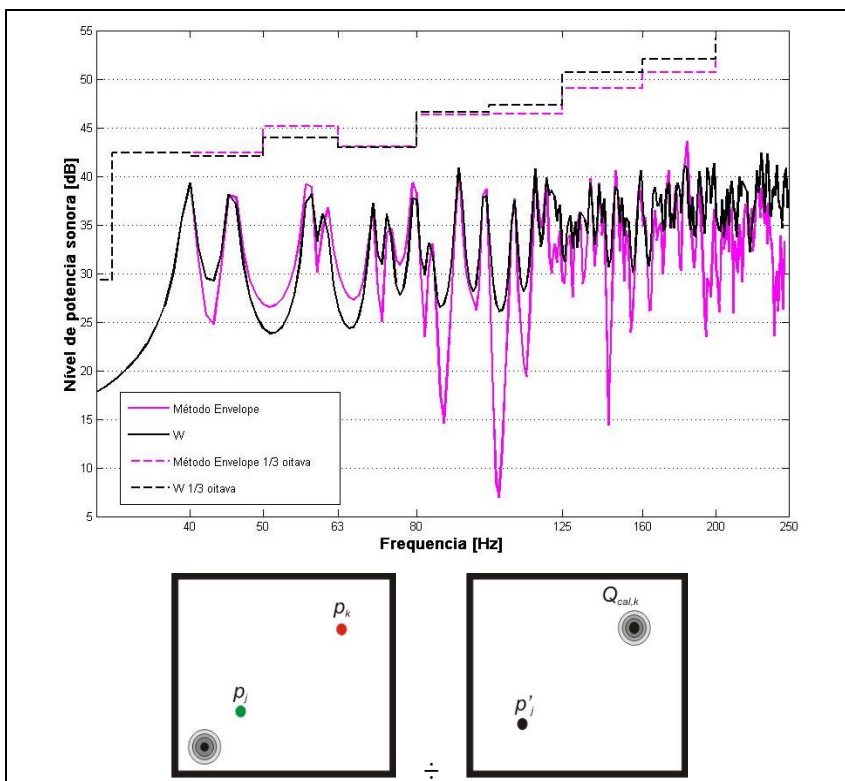


Figura 4.5: Potência sonora estimada através do Método do Envelope utilizando um par de pontos e comparada com a potência sonora calculada

A curva em preto é o valor da potência sonora calculado de acordo com a equação [3.12] e em rosa está o resultado obtido pelo Método do Envelope (G/Z). Em frequências mais altas, quando o campo sonoro vai se tornando mais difuso, as curvas se distanciam, como era esperado, já que a teoria assume que existe um único modo dominante. Sendo assim, o método se mostra eficiente para os primeiros modos da sala. Nas depressões, entre os picos de ressonância, as duas curvas não ficam muito próximas e, novamente, isso era esperado, já que é considerado apenas o envelope do espectro. Contudo, nos picos das ressonâncias mais baixas o Método do Envelope se mostra adequado para prever a potência sonora. Os melhores resultados encontrados estão nos gráficos em bandas de terços de oitava com uma diferença de aproximadamente 1 a 2 dB até uma região próxima a 150 Hz.

4.2.1 Avaliação do número de pontos

Pinnington (1986) afirma que podem acontecer erros significativos no resultado se um ou dois pontos forem colocados próximos aos nós dos modos da sala. Neste caso, este ponto não irá representar na resposta de pressão o real valor da potência sonora transmitida na sala. Para evitar esse erro, o autor sugere a média de vários pares em pontos diferentes com o intuito de evitar um resultado que mascare o real comportamento da sala.

Nas simulações, foi visto que o número de três pares é o ideal para resultados adequados. Acima desse valor, o resultado não é tão diferente, principalmente nos picos de ressonância, como mostra a Figura 4.6. A média entre três pares, ou seja, 6 pontos, está mostrada na Figura 4.7.

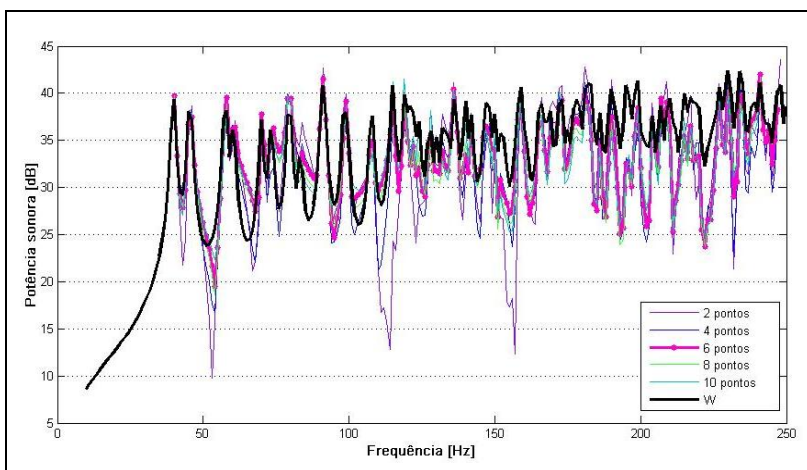


Figura 4.6: Potência sonora estimada através do Método do Envelope utilizando diversos pares de pontos e comparada com a potência sonora calculada.

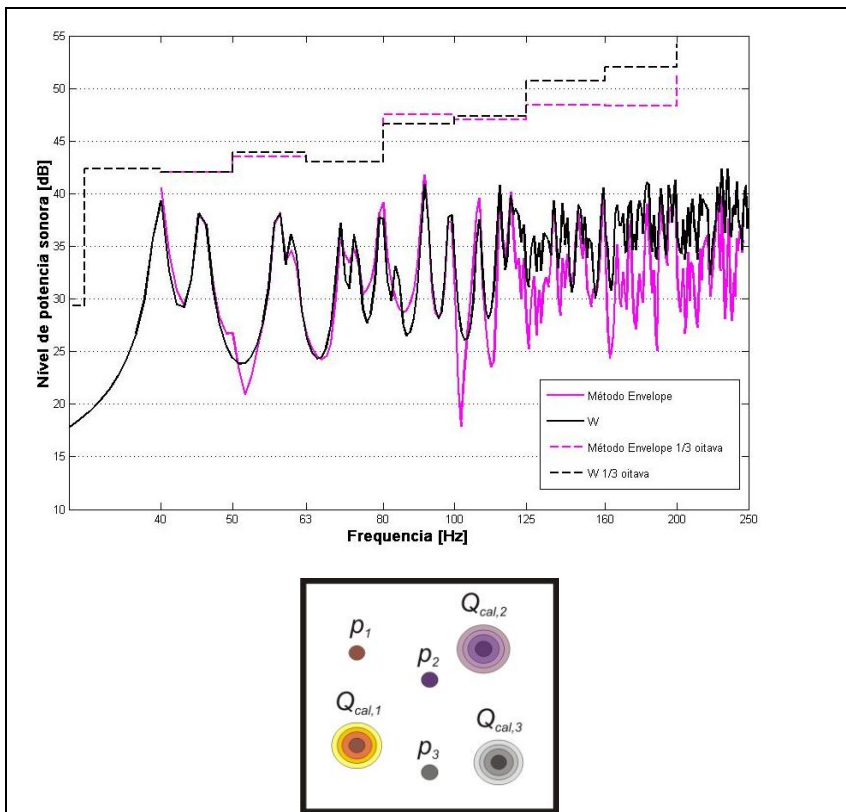


Figura 4.7: Potência sonora estimada através do Método do Envelope utilizando três pares de pontos e comparada com a potência sonora calculada

Vale ressaltar que o método pode ser válido independente da fonte de excitação da sala. Nas simulações, foi utilizada a fonte pontual para simplificar o processo, mas nada impede de expandir o método para uma situação mais real. Em um teste de isolamento sonoro, por exemplo, a excitação predominante na sala receptora pode ser uma excitação distribuída por toda a parede que divide as duas salas.

4.2.2 Avaliação das posições dos pontos

Foram realizados vários testes para identificar as melhores posições dos pontos na sala. Os testes mostrados a seguir utilizaram o

número de seis pontos, visto que estes foram os melhores resultados encontrados anteriormente.

O primeiro teste foi realizado com as posições determinadas pela ISO 140. Houve certa dificuldade de seguir todos os parâmetros, pois, como dito anteriormente, a norma tem algumas deficiências ao tratar a região de baixas frequências. Para ilustrar, a Figura 4.8 ilustra o formato da sala com as dimensões do teste, de 4,32 x 3,78 x 2,98 m e um volume de 48,66 m³. A primeira barreira encontrada para realizar a simulação foi o tamanho da sala, que segundo a norma deve ser maior que 50 m³. Considerando que o modelo tem o valor muito próximo do mínimo, foi determinada a região de simulação onde se poderiam colocar os pontos dos ‘microfones’. Na Figura 4.8, do lado direito, está destacada a região que é permitida a medição para médias e altas frequências de acordo com a norma e do lado esquerdo está a região permitida para as baixas frequências, que são muito restritivas. Na Figura 4.9, encontram-se os testes para as duas situações de posições determinadas pela norma. Percebe-se que as menores diferenças entre os dois métodos foram encontrados quando não se considerou a restrição de distâncias para a região de baixas frequências, pois dessa forma se evita a colocação de pontos próximos ao centro da sala, onde existe uma maior concentração de modos.

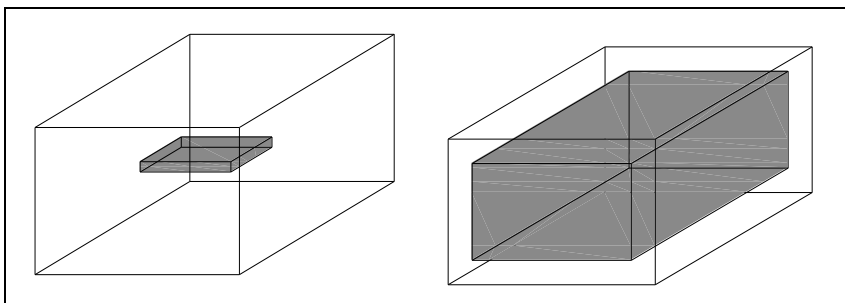
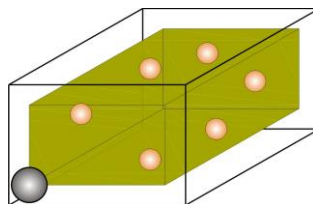
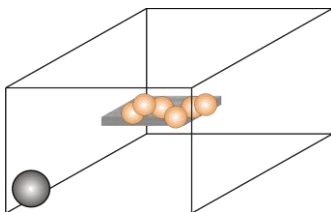


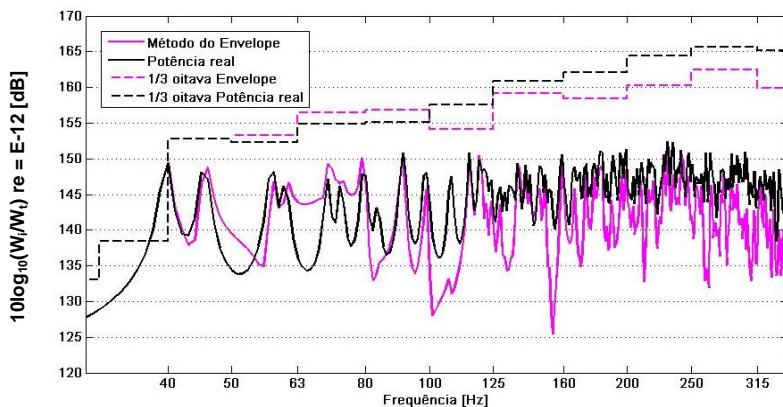
Figura 4.8: Região determinada pela ISO para posicionamento dos microfones para a região de médias e altas frequências (desenho à direita) e para a região de baixas frequências (à esquerda)

Modelo 1: pontos para baixa frequência de acordo com a ISO 140

Modelo 2: pontos para médias e altas frequências de acordo com a ISO 140



- Modelo 1:



- Modelo 2:

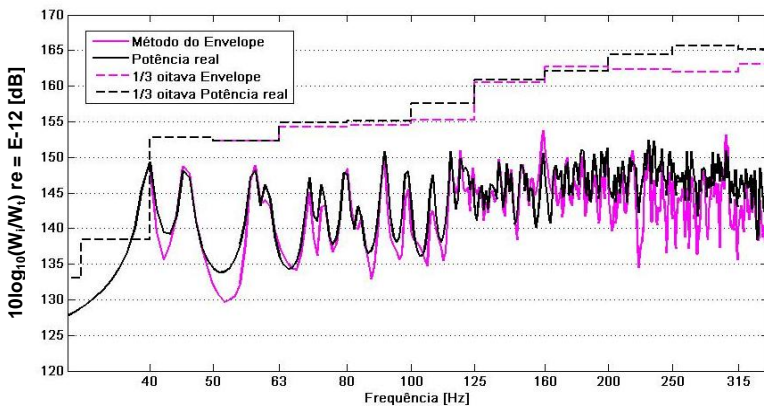


Figura 4.9: Método do Envelope testado para pontos que atendem à norma ISO 140

Para testar situações mais problemáticas, foram simuladas duas posições que a norma sugere que sejam evitadas, que são os pontos próximos à fonte e no centro da sala, como mostra a Figura 4.10. Os resultados confirmaram que essas não são as melhores disposições na sala, já que mostraram maiores diferenças entre o método de referência (W) e o método do envelope, sendo o centro da sala o mais problemático.

Outros testes foram realizados com os pontos localizados em uma das paredes da sala, como mostram as Figuras 4.11 e 4.12. Foi visto que os melhores resultados foram encontrados nos pontos localizados na parede próxima à fonte (modelo 8). Uma das deficiências desse método é que, na maioria dos casos, os primeiros modos axiais da sala podem não ser detectados, já que estes se encontram em uma única direção da sala. Em terços de oitava, o Método do Envelope só vai até a banda de frequência de 50 Hz. Isso se deve ao fato de que o envelope do gráfico se inicia a partir do primeiro pico de pressão, sendo assim, como os primeiros modos da sala de iniciam acima de 40 Hz, a banda mais baixa onde se pôde obter o método do envelope foi a partir de 50 Hz. Pode-se perceber que, dependendo da disposição de pontos, o desenho do gráfico se inicia um pouco antes ou depois de 40 Hz. As posições dos pontos localizados próximos à superfícies da sala indicaram variações em torno de 1 a 3 dB, o que para a região de baixa frequência pode-se considerar como um bom resultado.

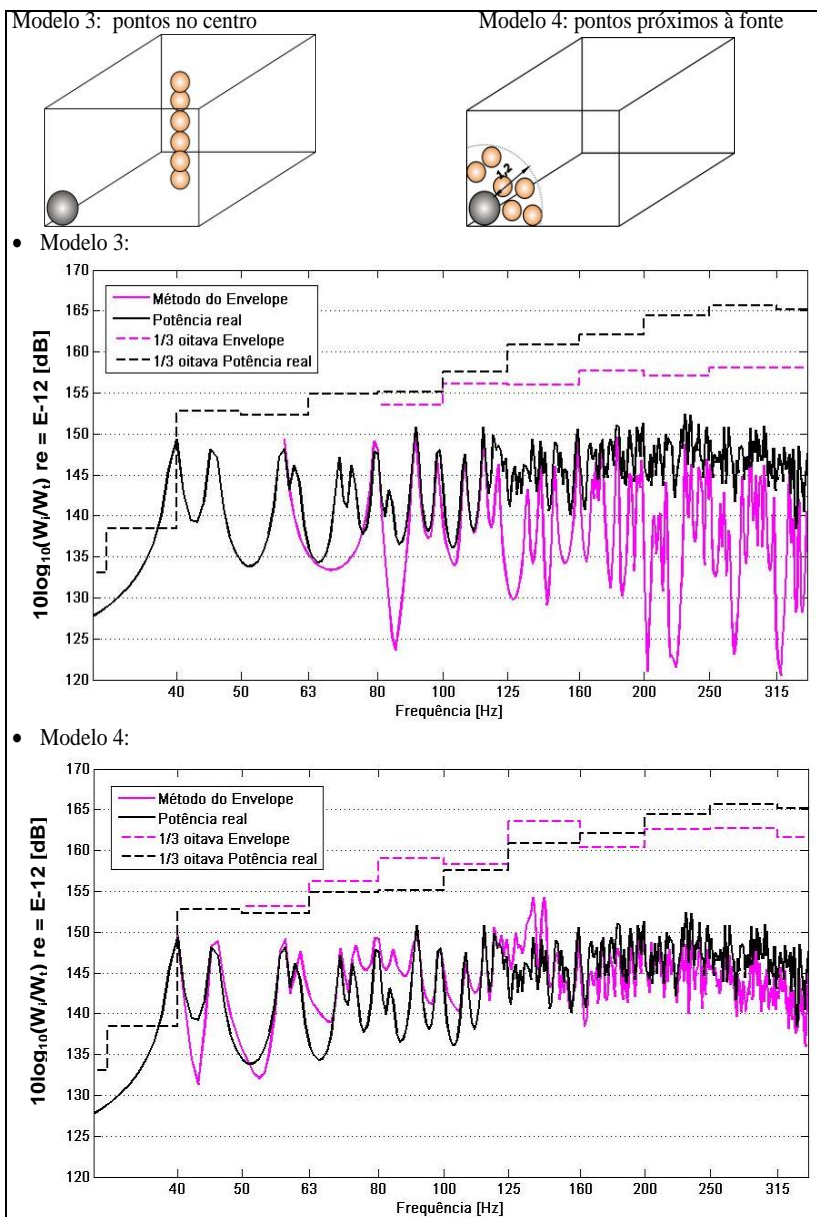


Figura 4.10: Método do Envelope testado para pontos mais problemáticos da sala

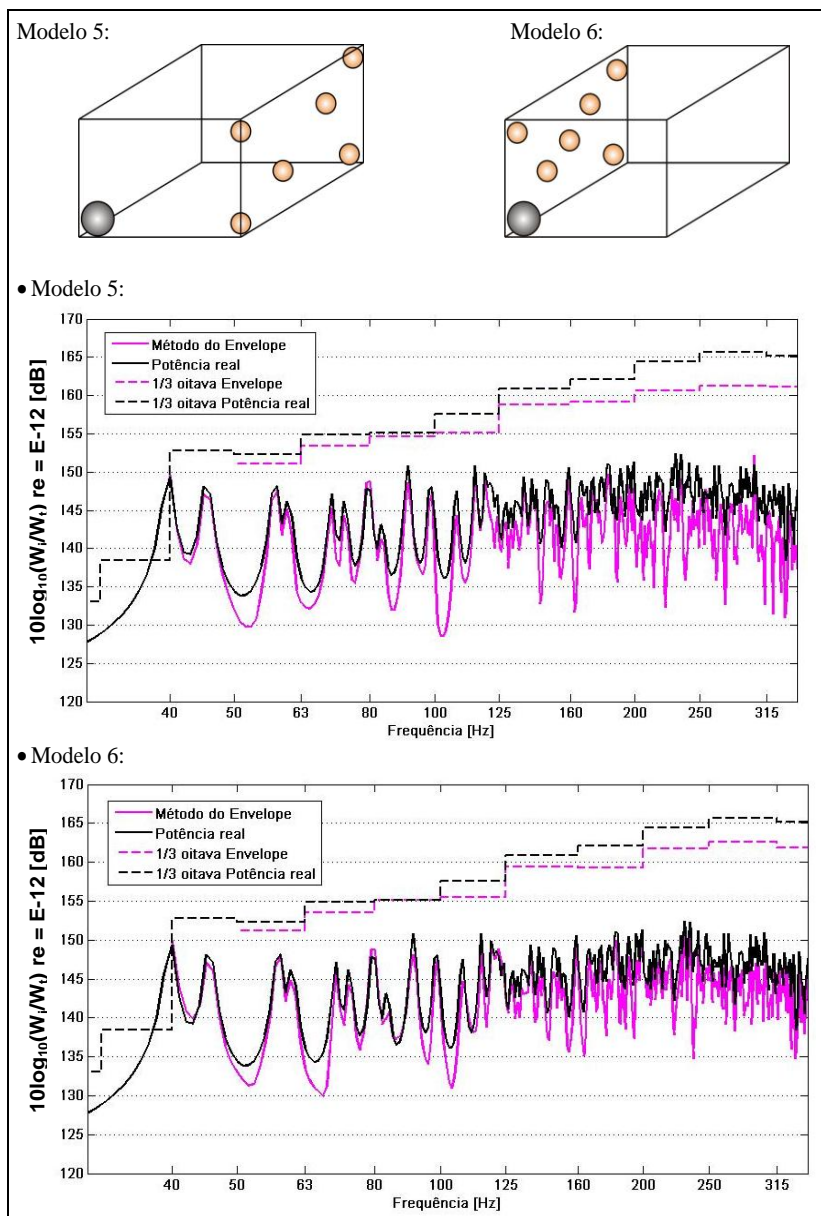


Figura 4.11: Método do Envelope testado para pontos localizados nas bordas da sala

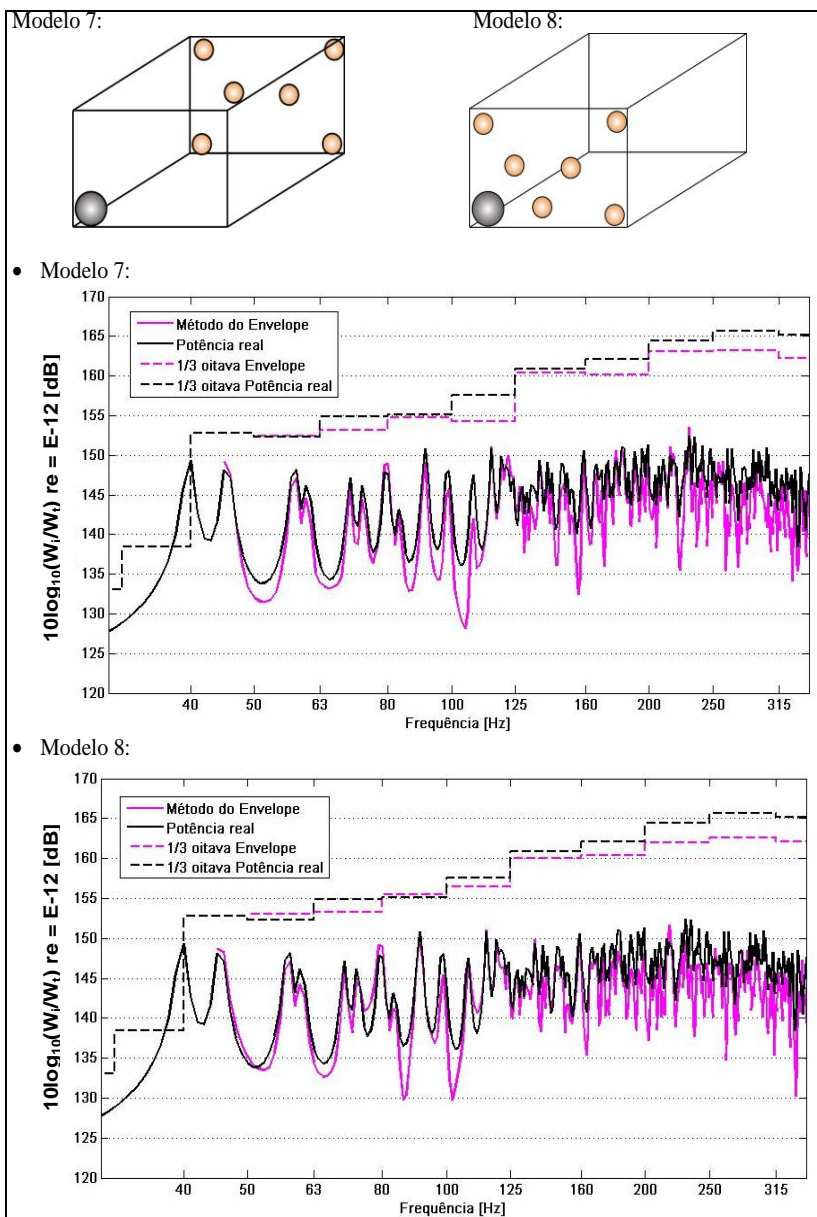


Figura 4.12: Método do Envelope testado para pontos localizados nas bordas da sala

Um tipo de simulação que foi testado com bons resultados em pesquisas anteriores foi o conhecido Método da Diagonal (MOORHOUSE, RAMADORAI, 2006), que sugere a disposição dos pontos nas diagonais da sala. As quatro diagonais foram testadas, conforme mostram as Figuras 4.13 e 4.14. Até a frequência de 100 Hz foram encontradas as menores diferenças em comparação com outros arranjos – em torno de 1 dB, no entanto acima dessa frequência, a diferença aumenta um pouco, em torno de 2 a 3 dB, o que não é problemático para a faixa de frequência em estudo.

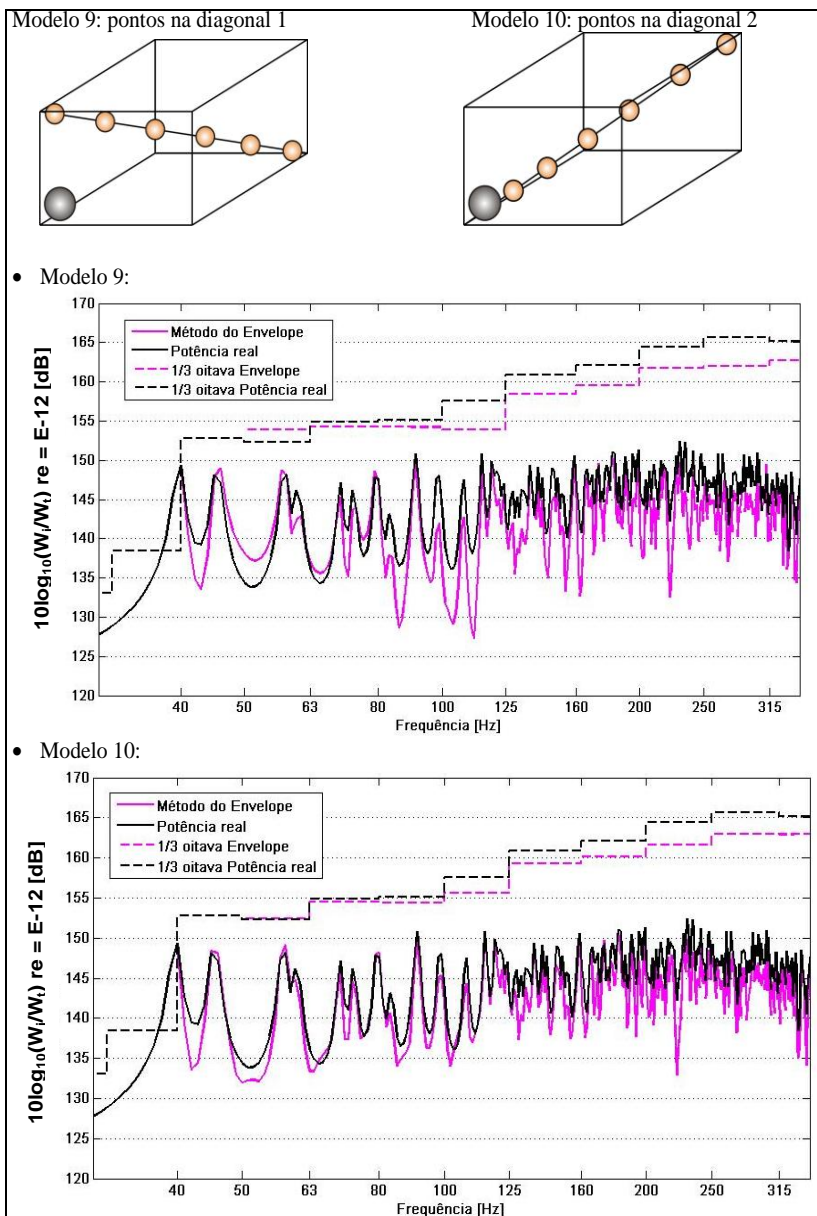


Figura 4.13: Método do Envelope testado para pontos localizados nas diagonais 1 e 2 da sala

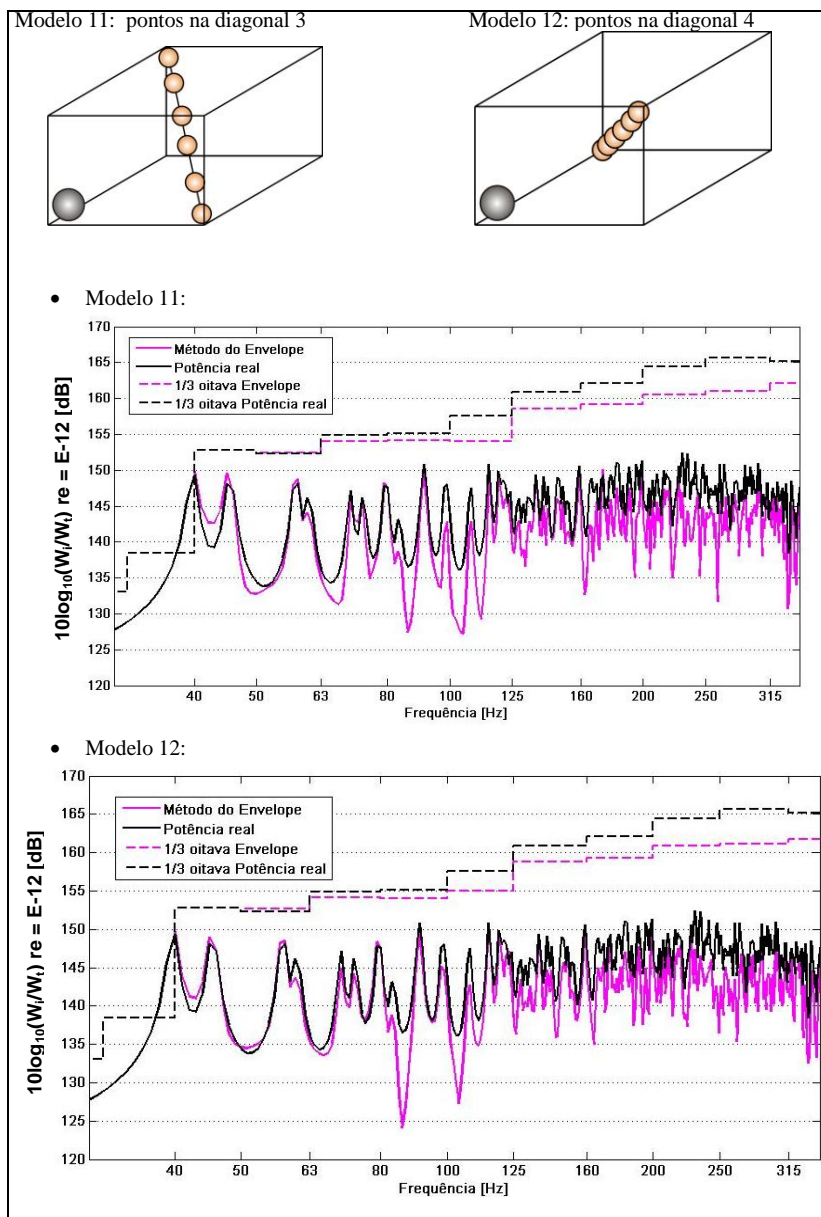


Figura 4.14: Método do Envelope testado para pontos localizados nas diagonais 3 e 4 da sala

Uma organização de pontos sugerida por outros autores (HOPKINS, C.; TURNER, P., 2005) para evitar os possíveis nós é posicioná-los nos vértices da sala. Em salas retangulares, os modos apresentam máxima ressonância nas quinas, sendo assim, nenhum modo seria perdido. Na Figura 4.15, tem-se o resultado de uma simulação com 6 pontos localizados nos vértices do modelo testado. Nessas posições, foram encontrados os melhores resultados, com diferença de 1 a 2 dB até a frequência de 200 Hz.

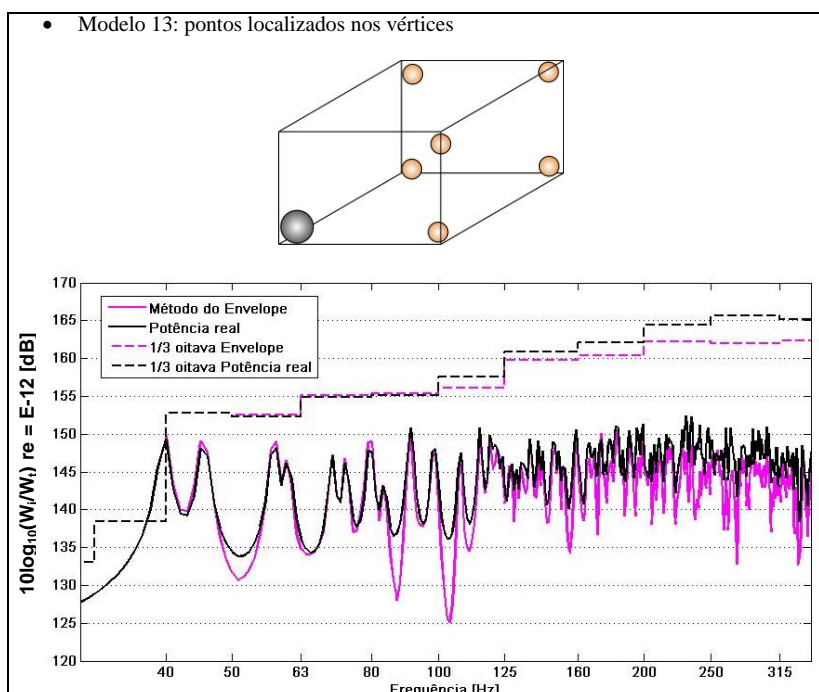


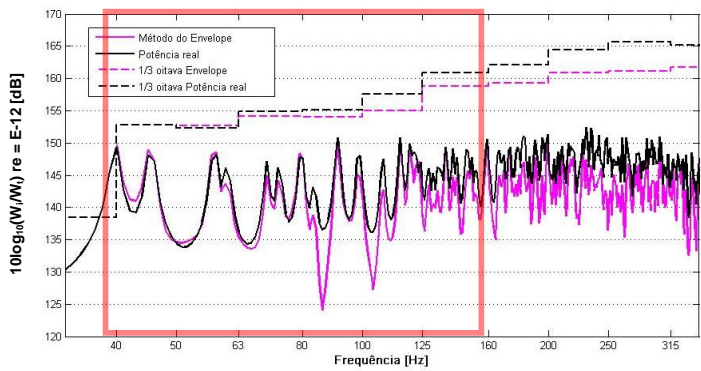
Figura 4.15: Método do Envelope testado para pontos localizados nos vértices da sala

4.2.3 Avaliação da variação de tamanho da sala

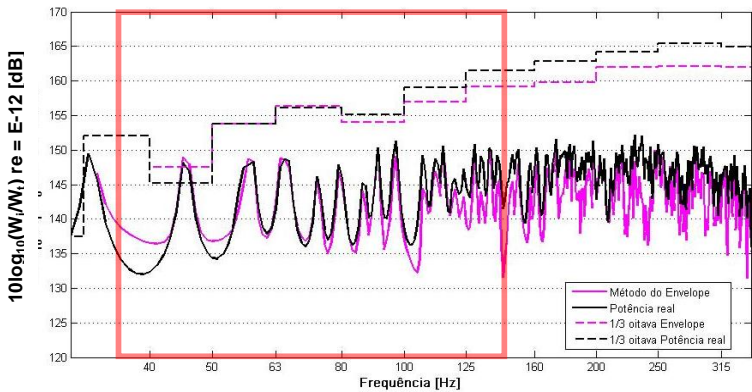
Sabe-se que a determinação do limite do campo difuso em uma sala tem relação direta com as suas dimensões, conforme já discutido no Capítulo 2. A ISO 140-1:1998 determina que o tamanho das salas para teste de isolamento devem ter, no mínimo, 50 m^3 . Já para a região de baixas frequências, o anexo F da ISO 140-3:1995, afirma que, para frequências abaixo de 400 Hz e especialmente abaixo de 100 Hz, são esperadas condições de campo não-difuso, especialmente para salas com volume entre 50 m^3 e 100 m^3 . Dessa forma, foram realizados testes com diferentes variações de tamanho de sala a fim de verificar a aplicabilidade do método em salas maiores.

Para não haver influência de outros parâmetros, foi utilizado o modelo 12, cujos pontos estão localizados em uma das diagonais da sala (Figura 4.12), para realização dos testes. Nenhuma outra característica do modelo foi modificada, apenas uma dimensão da sala. Foram colocados valores crescentes, mas aleatórios, para não haver uma possível repetição de padrões de modos na sala. Na Figura 4.16, tem-se os principais resultados dos testes para diferentes tamanhos da sala, variando entre 48 m^3 a $121,25 \text{ m}^3$.

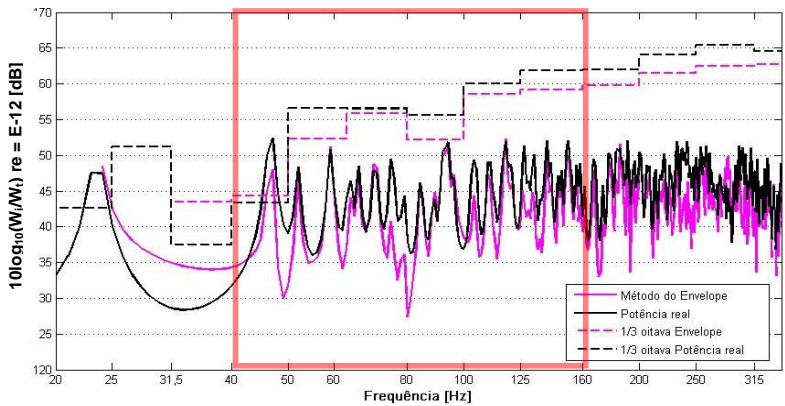
- Modelo 12: 48 m³



- Modelo 14: 59,8 m³



- Modelo 15: 78,3 m³



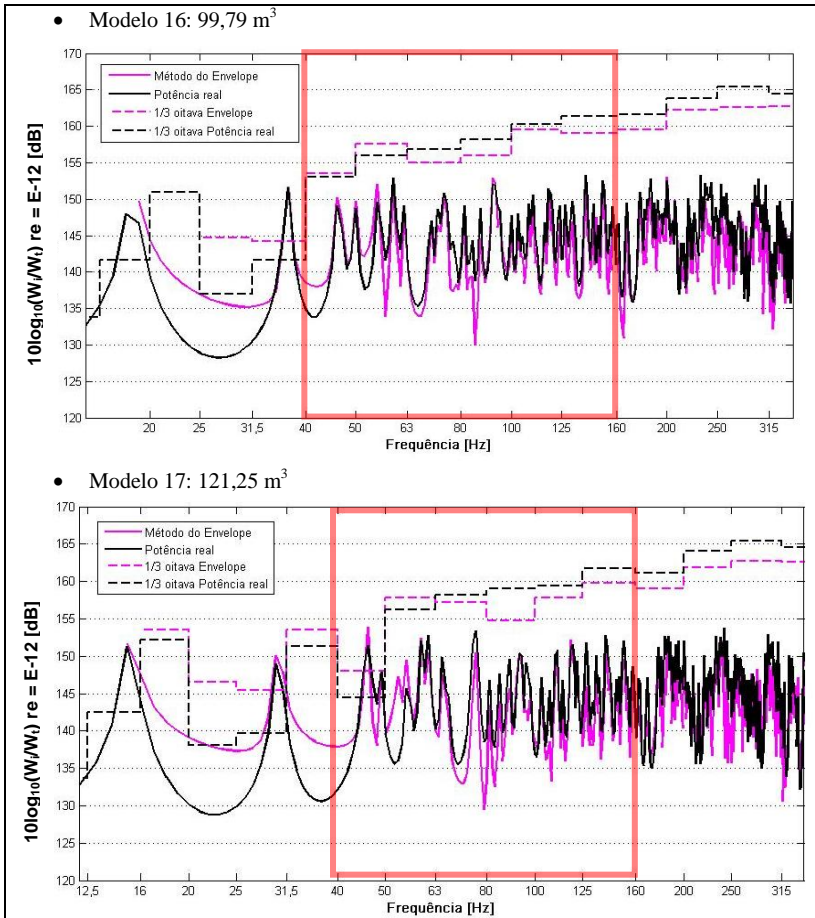


Figura 4.16: Método do Envelope testado para diferentes tamanhos de sala

À medida que o volume da sala aumenta, três fenômenos acontecem:

- 1) O primeiro modo acontece em frequências mais baixas à medida que a sala aumenta de tamanho, o que era esperado, conforme Capítulo 2, visto que a primeira frequência de ressonância é inversamente proporcional à maior dimensão da sala, $F_1=170/L$;

- 2) Os melhores resultados encontrados, em todos os modelos, se encontram na região entre 40 e 160 Hz, que se encontra destacada em vermelho nos gráficos. Os primeiros modos das salas maiores que aconteceram abaixo de 40 Hz não mostraram bons resultados. Não se encontrou uma razão para isso, mas percebe-se que com a junção de dois fatores: salas maiores e frequências muito baixas, o Método do Envelope não se mostra eficiente;
- 3) Apesar de serem encontrados bons resultados para salas maiores em baixa frequências (diferenças em torno de 1 a 3 dB), os melhores resultados encontrados foram em salas menores, com até aproximadamente 60 m^3 , com diferenças entre 1 a 2 dB.

4.3 CONCLUSÃO

Em todos os modelos simulados, perceberam-se erros significativos, com diferenças de até 6 dB, para frequências acima de 250 Hz, o que permite concluir que o método se mostra eficiente justamente onde a teoria para campo difuso falha, podendo ser um complemento adequado para as medições propostas pela ISO para isolamento sonoro, principalmente para as bandas de terço de oitavas entre 50 a 160 Hz em salas pequenas, com volumes até 60 m^3 .

O método se mostra eficiente tanto em frequência contínua como em bandas de terço de oitava em regiões de baixa frequência, exatamente quando os métodos para campo difuso não são adequados. Além disso, em bandas de terços de oitava, os picos de ressonância prevalecem mostrando melhores resultados. Foram considerados os melhores resultados aqueles que apresentaram menores diferenças entre o método de referência (W) e o método do envelope. No geral, os melhores resultados mostraram diferenças entre 1 a 2 dB.

Os melhores resultados foram obtidos quando foi feita uma média com três pares de pontos da sala, no entanto, simulações também mostraram bons resultados utilizando um número menor de posições. Acima desse valor, o resultado não é tão diferente, principalmente nos picos de ressonância. Deve-se evitar, no entanto, o centro da sala, visto que é a localização provável de alguns nós. Quanto às posições dos pontos na sala, foi visto que os melhores resultados foram conseguidos nos vértices e nas diagonais da sala. Em relação ao tamanho da sala, foi observado que os melhores resultados se encontram para salas com até 60 m^3 , quando foram detectadas diferenças entre 1 a 2 dB.

VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL

5.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo, o Método do Envelope é testado experimentalmente. O capítulo pode ser dividido em quatro partes principais:

- Estágio 1: medições de pressão sonora (G_{jk});
- Estágio 2: medições de velocidade de volume, que gera como resultado a impedância de transferência (\hat{Z}_{jk});
- Estágio 3: medições de intensidade, baseadas em um método que utiliza os parâmetros pressão e aceleração. Nesse estágio é quando se obtém o experimento de referência para validação;
- Estágio 4: o Método do Envelope, quando é mostrada a junção de todos os resultados.

Antes de mostrar cada estágio da validação experimental, alguns aspectos em comum das medições valem ser destacados, tais como:

- A sala escolhida foi a câmara reverberante da Universidade de Salford com dimensões aproximadas de 4,3 x 3 x 3,1 m e um volume de 41 m³. É uma sala bastante reverberante, com paredes de tijolo denso pintado e teto de laje de concreto. O piso de concreto foi construído sobre uma manta de lã de rocha para promover um bom isolamento contra vibrações. Nenhuma das paredes é paralela para promover um campo difuso de forma mais eficiente.
- A fonte utilizada no estágio 2 foi uma fonte omnidirecional B&K Modelo 4295 que foi programada a partir do B&K PULSE Sound & Vibration Modelo 7539. Foi utilizado o ruído rosa para excitação da fonte. O nível de pressão sonora emitido

foi sempre constante. A fonte foi posicionada em um dos vértices da sala a fim de assegurar uma boa excitação dos modos. Pela fragilidade e dificuldade da montagem da fonte, esta permaneceu em uma mesma posição durante todas as medições. Os detalhes da fonte estão discutidos em profundidade na seção 5.3.

- Todos os microfones foram calibrados antes de todas as medições e entre os intervalos dos testes.
- O nível de ruído de fundo na sala de teste não foi considerado causa de erro nas medições, sendo este praticamente imensurável.

5.2 ESTÁGIO 1: MEDIÇÃO DA PRESSÃO SONORA

Para obter uma referência da pressão sonora que estava sendo emitida na sala, 168 pontos foram distribuídos em uma malha tridimensional de 4 x 6 x 7. Idealmente, esse número poderia ser ainda maior, mas não foi possível pelas limitações de tempo. A distância entre os pontos variou entre 0,45 m e 0,67 m, como mostra a Figura 5.1.

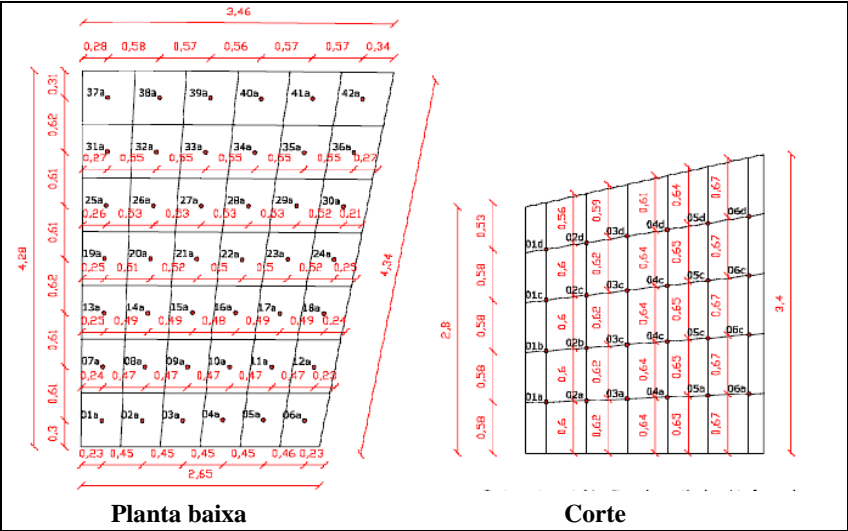


Figura 5.1: Pontos da malha de medições e as dimensões da sala de teste

Para medir isolamento sonoro, é necessário utilizar duas salas com uma parede vibrante entre elas. Como a câmara reverberante em estudo não possuía uma sala acoplada, foi necessário criar uma ‘sala receptora’. Uma partição foi construída na câmara reverberante estudada. A parede ficou localizada próxima a uma das partes mais regulares e com menor pé-direito do ambiente. Houve uma preocupação em deixar a sala receptora com dimensões de um quarto ou uma sala de estar com 41 m^3 (no total, a câmara reverberante possui 48 m^3). A parede construída foi composta de painéis de gesso e fixada em montantes de madeira, como mostram as Figuras 5.2 e 5.3. A partição foi conectada às paredes da câmara por espuma jateada (Figura 5.4), que permitiu tanto o isolamento aéreo como estrutural. Uma prateleira foi colocada na parte de trás da parede de gesso para suportar a fonte sonora, como mostra a Figura 5.5.



Figura 5.2: Montantes de madeira para a parede de gesso



Figura 5.3: Parede de gesso sendo anexada aos montantes de madeira



Figura 5.4: Espuma isolante da parede de gesso



Figura 5.5: Prateleira para a colocação da fonte sonora

As medições de pressão sonora foram realizadas com um grupo de dois microfones e uma fonte sonora com uma boa capacidade de emitir sons em baixa frequência. A fonte foi colocada atrás da partição (Figuras 5.5 e 5.6), visto que não era interesse da pesquisa obter os níveis sonoros da sala emissora, mas a potência sonora transmitida para a sala receptora. As medições foram realizadas de dois em dois pontos ao longo dos 168 pontos determinados na malha.

Nas Figuras 5.7 e 5.8, tem-se as médias da pressão sonora em todos os pontos e a coerência das medições. A excitação da fonte com o ruído rosa é apresentada na Figura 5.7, onde a maior concentração de pressão sonora é localizada nas baixas frequências. A média da coerência de todas as medições mostra bons resultados até, aproximadamente, 350 Hz, com valores próximos a 1. Depois dessa frequência, acontece um declínio considerável.

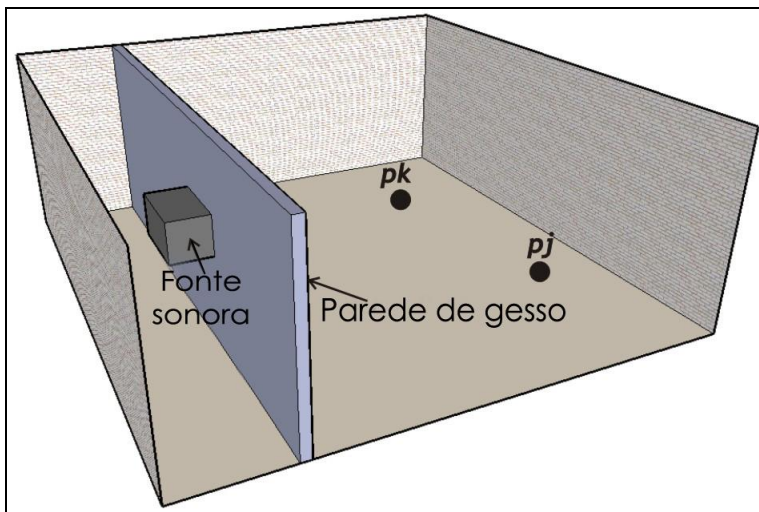


Figura 5.6: Esquema dos testes experimentais para a medição de pressão sonora

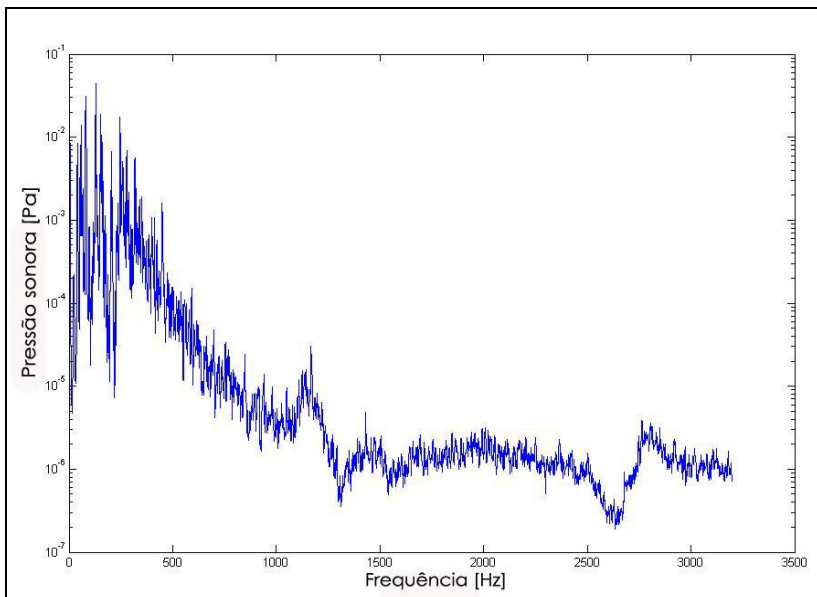


Figura 5.7: Média da pressão sonora até 3200 Hz

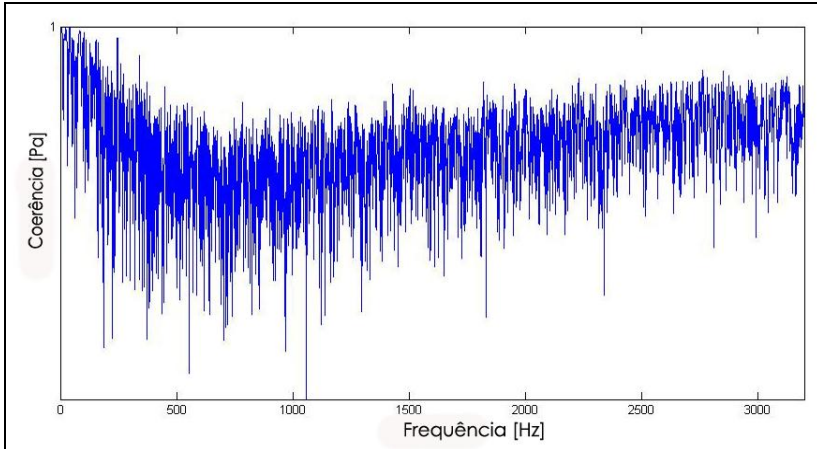


Figura 5.8: Média da coerência da pressão sonora para todos os 168 pontos

5.3 ESTÁGIO 2: MEDIÇÕES DE VELOCIDADE DE VOLUME

Para as medições do estágio 2, foi utilizada uma fonte omnidirecional Brüel&Kjær Modelo 4295 com dois microfones conectados em um adaptador Brüel&Kjær Modelo 4299 por onde se mediu a velocidade de volume. A fonte funciona omnidirecionalmente, ou seja, o som emitido é distribuído igualmente em todas as direções. O som é dissipado através de um tubo que tem, no final, dois microfones. A fonte foi projetada para emitir altos níveis de potência sonora ($L_w = 105$ dB ref. 1 pW) com a capacidade de emitir sons entre 50 Hz e 6.3 kHz. Assumindo a emissão apenas de ondas planas, a velocidade de volume pode ser estimada pelos sinais dos dois microfones localizados no adaptador. As Figuras 5.9 e 5.10 mostram em detalhes a fonte.



Figura 5.9: Fonte omnidirecional e **Figura 5.10:** Vista superior do adaptador utilizados na medição da adaptador, onde é possível ver os velocidade de volume. microfones posicionados.

O processo de medição ocorre da seguinte forma:

- 1) Mede-se a pressão sonora nos dois microfones internos da fonte p_a e p_b , localizados nos pontos A e B do adaptador, conforme mostra a Figura 5.11.
- 2) Em um ponto qualquer da sala, que será chamado de R , outro microfone externo à fonte mede ao mesmo tempo a resposta, também em pressão,
- 3) Com esses dados, obtém-se as diversas funções de auto-correlação e correlação cruzada, conforme apresentado na Tabela 5.1.

Tabela 5.1: Funções de auto-correlação e correlação cruzada obtidas utilizando-se os sinais dos três microfones (Fonte: GADE et al, 2004)

Sinal	A	B	R
A	C_{AA}	C_{AB}	C_{AR}
B		C_{BB}	C_{BR}
R			C_{RR}

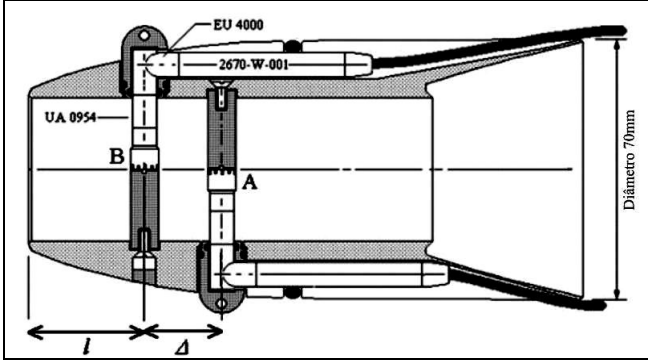


Figura 5.11: Detalhe do adaptador e da posição dos microfones utilizados.
(Fonte: GADE et al, 2004).

A auto-correlação C_{QQ} da velocidade de volume na abertura do adaptador é dada pela relação dos espectros dos dois microfones internos A e B (GADE et al, 2004.):

$$C_{QQ} = \left(\frac{S}{\rho c} \right)^2 \frac{C_{AA} \cos^2(kl) + C_{BB} \cos^2(k(l + \Delta)) - 2 \operatorname{Re}\{C_{AB}\} \cos(k(l + \Delta))}{\sin^2(k\Delta)} \quad [5.1],$$

onde:

- S Área de abertura do tubo da fonte [m^2]
- l Distância entre o microfone B e o topo do adaptador [m]
- Δ Distância entre o microfone A e B [m]
- k Número de onda = $2\pi f/c$
- ρ Massa específica do ar = $1,205 \text{ kg/m}^3$
- c Velocidade de propagação do som no ar [m/s]
- Re Parte real da expressão

A correlação cruzada C_{QR} entre a velocidade de volume e a resposta do sinal R é dada por:

$$C_{QR} = \frac{S}{\rho c} \frac{C_{AR} \cos(kl) - C_{BR} \cos(k(l + \Delta))}{j \sin(k\Delta)} \quad [5.2]$$

A resposta em frequência H_1 é obtida da relação entre as equações [5.1] e [5.2] que é, de fato, a relação entre a velocidade de volume e a resposta do sinal em R , ou seja, no caso do Método do Envelope é a impedância de transferência, \hat{Z}_{jk} . Esta é, na verdade, a informação mais importante na medição (GADE *et al*, 2004).

$$H_1 = \frac{C_{OR}}{C_{OO}} \quad [5.3]$$

Na Figura 5.12, tem-se a velocidade de volume da fonte para toda a faixa de frequência. Os valores mais altos se encontram na região das baixas frequências, o que é apropriado para o objetivo da medição. No entanto, há uma queda brusca próxima à frequência de 1000 Hz que, supõe-se, seja um comportamento específico da fonte, que pode ser em razão, dentre vários motivos, da distância entre os microfones. Em outros estudos com a mesma fonte foi observado comportamento idêntico (GADE *et al*, 2004; BRÜEL&KJÆR, 2008).

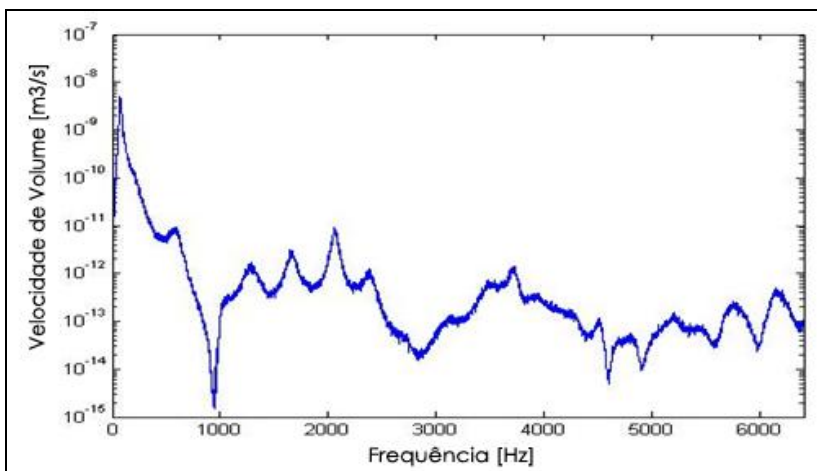


Figura 5.12: Velocidade de volume medida em frequência, obtida de acordo com a equação [5.1]

Na Figura 5.13 encontra-se a função de coerência entre os sinais capturados pelos microfones e a fonte utilizada até a frequência de 250 Hz para melhor visualização da região de estudo. A curva encontra-se abaixo do normal com valores próximos a zero até, aproximadamente,

50 Hz, apresentando a partir daí valores adequados, próximos a 1. Isto se justifica porque a faixa de emissão da fonte fica entre 50 e 6300 Hz (BRÜEL&KJÆR, 2008).

Na Figura 5.14 tem-se a resposta média em função da frequência da impedância de transferência para todos os 168 pontos da sala, H_1 , descrita pela equação [5.3], que é a relação entre a velocidade de volume da fonte e a pressão sonora obtida no microfone externo a ela. A fonte ficou localizada em um ponto fixo em uma das quinas da sala enquanto o microfone percorreu os demais pontos da malha de medição.

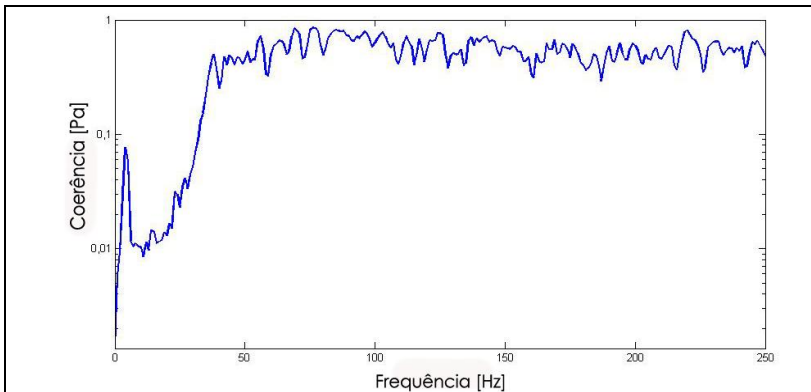


Figura 5.13: Média da coerência para todos os pontos medidos.

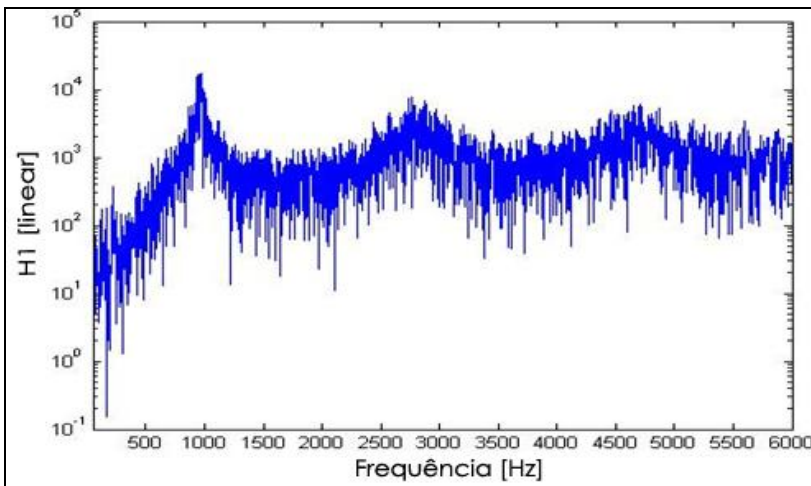


Figura 5.14: Média espacial em frequência da impedância de transferência (H_1) para todos os pontos até 6 kHz

Na Figura 5.15, é destacada a região de interesse desse estudo. É possível perceber na figura a localização dos possíveis modos da sala. No eixo X, estão marcados (em azul) os modos obtidos pela teoria. Os primeiros 10 modos estão discriminados na Tabela 5.2. Percebe-se que eles não estão exatamente nos picos de ressonância do gráfico, mas estão bem próximos. Isso pode ser justificado pela geometria irregular da sala com paredes não paralelas, visto que a teoria utiliza um modelo matemático baseado em uma sala retangular. Ainda, percebe-se que o número de modos calculado é bem próximo da realidade.

Tabela 5.2: Os primeiros 10 modos calculados para a sala de teste

Número do modo (x,y,z)	Tipo do Modo	Frequência (Hz)
(0,1,0)	Axial	40
(0,0,1)	Axial	55
(1,0,0)	Axial	56
(1,1,0)	Tangencial	69
(1,0,1)	Tangencial	79
(0,2,0)	Axial	80
(1,1,1)	Oblíquo	88
(0,2,1)=(1,2,0)	Tangencial	97
(0,0,2)	Axial	111
(2,0,0)	Axial	112

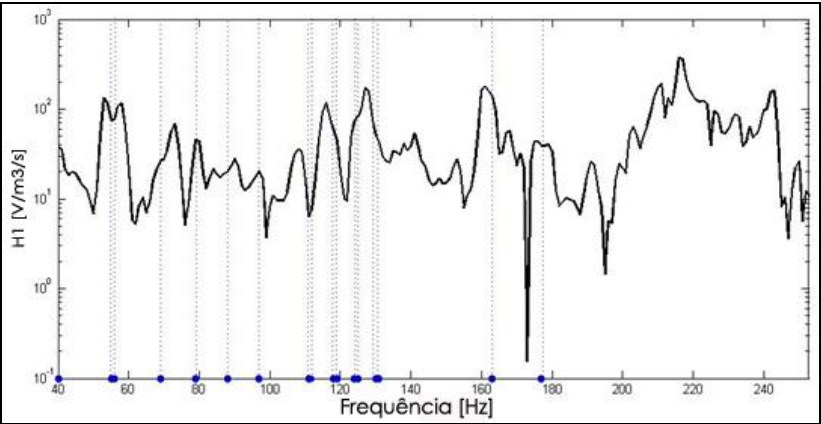


Figura 5.15: Resposta em frequência da impedância de transferência (H1) para todos os pontos até 250 Hz.

5.4 ESTÁGIO 3: MEDIÇÕES DE PRESSÃO-ACELERAÇÃO

Para validar a teoria proposta, primeiramente o método foi testado em uma câmara semi anecóica, onde existe pouca interferência do ambiente. Um acelerômetro foi fixado em uma membrana na frente de um alto falante. Essa membrana foi confeccionada com um material emborrachado com boa flexibilidade. A sonda de intensidade foi colocada o mais próximo possível do acelerômetro, como mostra a Figura 5.16. Os resultados dessas medições se encontram na Figura 5.17. Os gráficos das duas medições ficaram bastante próximos nas baixas frequências com diferenças entre 2 a 4 dB, mas nas médias e altas frequência, o resultado não foi apropriado para ser utilizado como referência.



Figura 5.16: Medição da intensidade sonora com o microfone e o acelerômetro em um alto-faltante

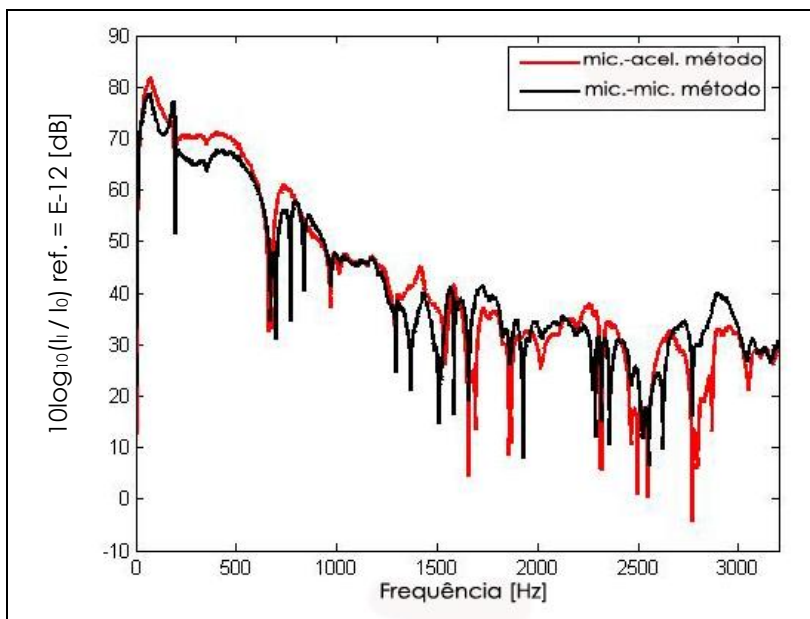


Figura 5.17: Comparação entre os dois métodos de medição da intensidade sonora em um alto-falante na câmara semi anecóica

Após medir na câmara semi anecóica, a mesma medição foi repetida na sala reverberante. Primeiramente, foram colocados diversos painéis de absorção em uma parede da sala, seguindo as orientações de Pedersen *et al.* (2000), que sugerem cobrir com material absorvente a parede oposta à parede comum na sala receptora, como mostra a Figura 5.18. A intensidade sonora normal à parede foi obtida pela varredura manual da superfície. Uma malha de 40 pontos na parede foi determinada para a medição, como mostra a Figura 5.19.

Os resultados estão na Figura 5.20, que foi a média entre todos os pontos. Os gráficos apresentaram uma diferença de aproximadamente 2 dB a 4 dB, mas mostraram o mesmo comportamento em todas as frequências. Em terças de oitava, os gráficos se mostraram mais próximos, principalmente nas frequências acima de 60 Hz, com diferença de 1 dB aproximadamente. As medições na sala reverberante com absorção em uma parede mostraram melhores resultados do que na sala semi-anecóica com um alto falante.



Figura 5.18: Painéis de absorção sonora colocados na sala reverberante para o teste de validação de medição de intensidade sonora.

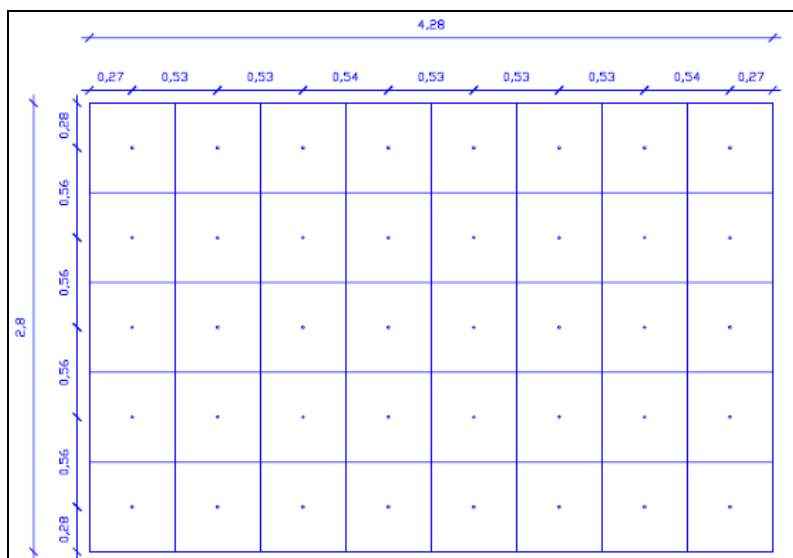


Figura 5.19: Malha de pontos para a medição de intensidade na parede vibrante da câmara reverberante.

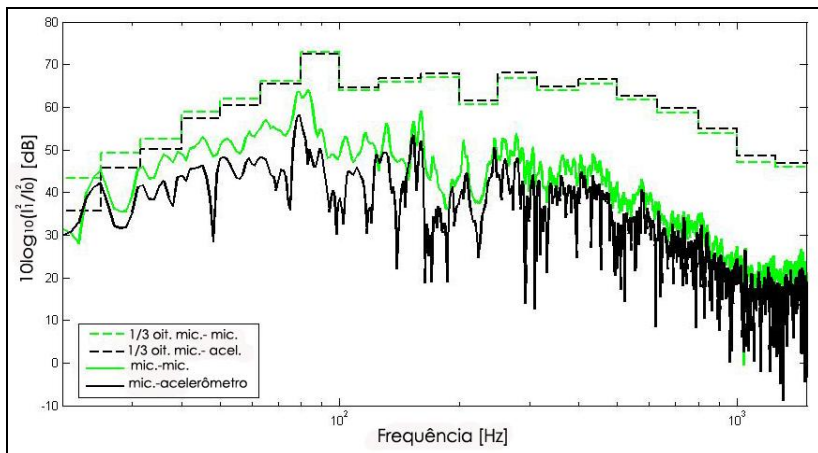


Figura 5.20: Comparação entre os dois métodos de medição da intensidade sonora em uma partição em câmara reverberante com absorção em uma parede

Por fim, a medição foi realizada com a sala vazia sem qualquer material de absorção. A intenção dos diversos tipos de medição foi comparar os resultados e verificar se existiam grandes diferenças com ambientes apresentando variados graus de absorção. Foi verificado que o método se mostrou eficiente nos diversos tipos de condições, como mostram as Figuras 5.21 e 5.22. Os resultados se mostraram bem próximos na região de baixas frequências, mas nas regiões de médias e altas frequências não foram tão bons. Inesperadamente, os melhores resultados encontrados foram na sala sem absorção, principalmente na região de baixas frequências. Uma possível razão para esse bom resultado seria porque nessa medição foi realizada uma média de 40 pontos de medição, diferente do que aconteceu nas medições com o alto-falante, onde foi utilizado apenas um ponto de medição. Em todas as situações de medições de intensidade, os melhores resultados foram encontrados nas baixas frequências.

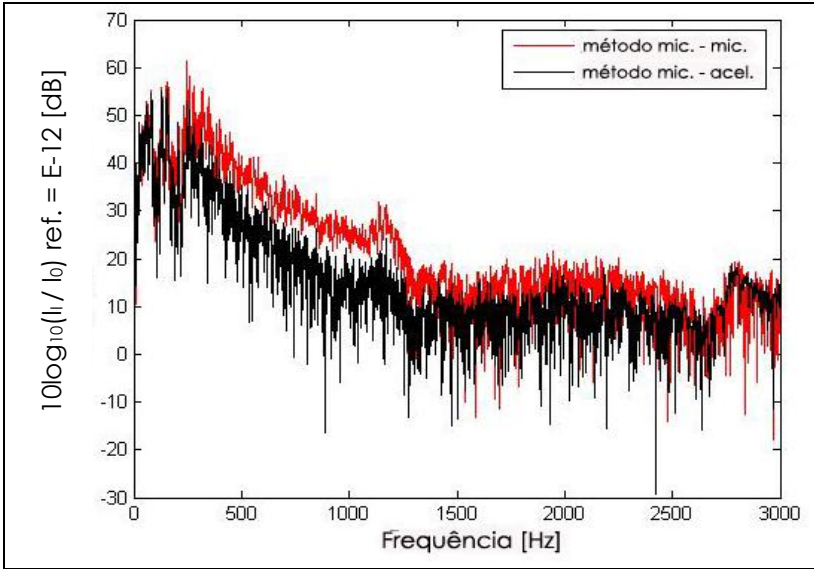


Figura 5.21: Comparação entre os dois métodos de medição da intensidade sonora em uma partição em câmara reverberante sem absorção até 3 kHz

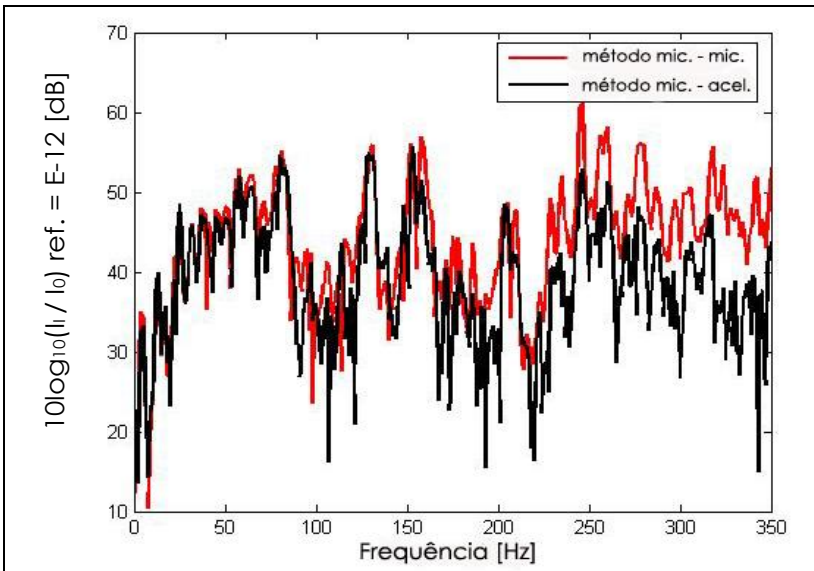


Figura 5.22: Comparação entre os dois métodos de medição da intensidade sonora em uma partição em câmara reverberante sem absorção até 350 Hz

5.5 ESTÁGIO 4: MEDIÇÃO DO MÉTODO DO ENVELOPE

Ao final dos três estágios de medição, foi possível juntar todas as etapas e aplicar o Método do Envelope. A margem de erro considerada nas medições foi a mesma sugerida pela norma ISO 140-2:1991 para os testes de repetibilidade para medições de isolamento sonoro em laboratório, que para baixas frequências - entre 100 a 325 Hz - variam entre 4,5 a 2,5 dB. A norma não considera faixas de frequências inferiores. Foi considerado como método de referência o método microfone-acelerômetro. Em todas as medições, um dos pontos ficou fixo no canto na sala, onde ficou posicionada a fonte calibrada, que é onde existe uma melhor excitação dos modos. Exatamente no mesmo local onde a fonte foi colocada para a medição da impedância de transferência (\hat{Z}_{jk}), esta foi substituída por um microfone para as medições de pressão sonora (G_{jk}).

Na Figura 5.23 é mostrado o resultado para dois pontos da sala. No gráfico em bandas de terços de oitava, para melhor visualização, colocou-se apenas o valor limite da frequência mais baixa, 4,5 dB.

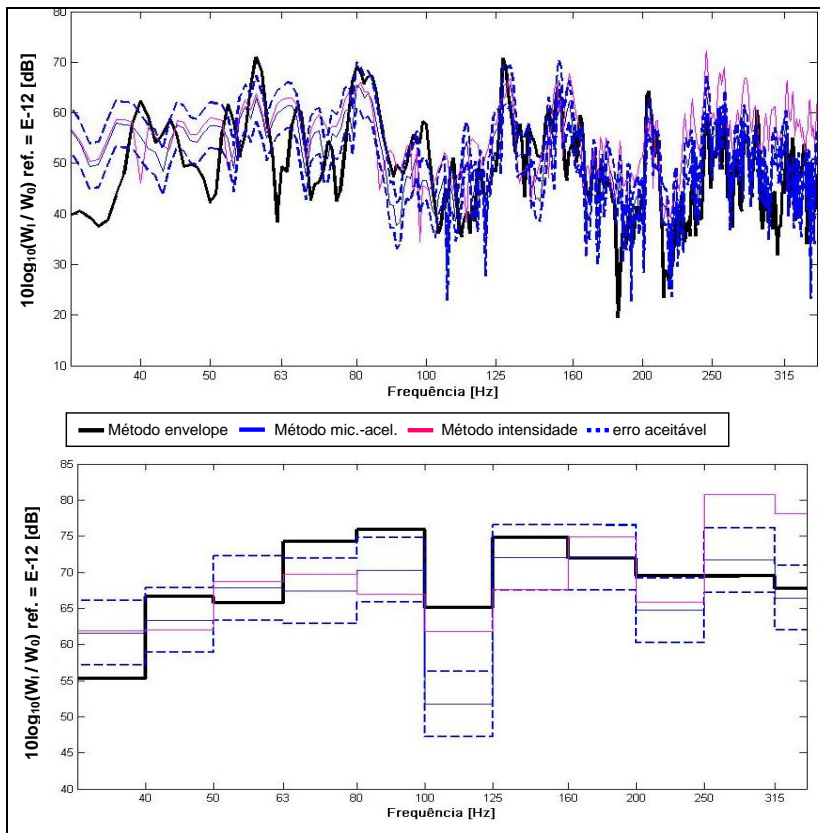


Figura 5.23: Método do Envelope aplicado para 2 pontos em frequência contínua e em terços de banda de oitava

Nas Figuras 5.24 e 5.25, é mostrada uma média com 2 pares e 3 pares de pontos, respectivamente, como foi mostrado nas simulações computacionais. Nas Figuras 5.26 e 5.27, tem-se a média dos 168 pontos para diferentes faixas de frequência. Para os 168 pontos da sala era esperado não encontrar bons resultados, visto que nessa situação estão incluídos todos os pontos, inclusive os considerados nas piores posições, como no centro da sala.

Percebeu-se que o método não é adequado para medições em médias e altas frequências, como se pode perceber nas Figuras 5.26. Não deve ser considerada a resposta da sala para frequências abaixo de 40 Hz, visto ser nesta frequência o primeiro modo axial da sala.

Diferenças típicas entre 1 a 4 dB na potência sonora são observadas entre o Método do Envelope e os métodos de intensidade aplicados. Contudo, supõe-se que maiores diferenças podem ter ocorrido devido a erros na medição de intensidade, visto que as simulações mostraram diferenças bem menores, em torno de 1 dB, particularmente para a região onde se assume que um único modo domina o fenômeno. Um fato curioso foi que na região de 100 a 125 Hz o Método do Envelope ficou mais próximo do Método de intensidade com dois microfones, diferentemente do que aconteceu com as demais bandas. Talvez os dois métodos de validação possam ser considerados como complementares, visto que as suas diferenças típicas são mínimas. Entretanto, esse fato sugere também que, para trabalhos posteriores, o Método do Envelope pode apresentar um melhor desempenho se comparado com outros métodos de validação.

Mesmo com algumas diferenças, o Método do Envelope pode ainda ser considerado mais preciso do que o método proposto pela norma ISO 140 para região de baixas frequências.

Diferentes testes com variadas posições e número de pontos foram realizados a fim de identificar os melhores resultados. Entre as Figuras 5.28 e 5.37 podem-se encontrar os principais resultados. Foi visto que os resultados das medições foram praticamente os mesmos para as diferentes configurações, no entanto para os planos muito afastados da fonte, a distância entre os valores do Método do Envelope e das outras medições aumenta. Foi observado, em quase todas as medições, que os resultados do Método do Envelope ficam dentro da região considerada como aceitável em quase todas as bandas de frequência. Em algumas situações, o Método do Envelope ultrapassa o limite de 4,5 dB para o método microfone-acelerômetro, no entanto, fica bastante próximo do método de intensidade com dois microfones. Isso acontece principalmente na banda de terço de oitava de 100 a 125 Hz quando, em todas as medições, o Método do Envelope fica mais próximo do método de intensidade com dois microfones. Não se encontrou o motivo específico, mas ficou claro que os dois métodos de intensidade podem ser complementares para comparação com o Método do Envelope.

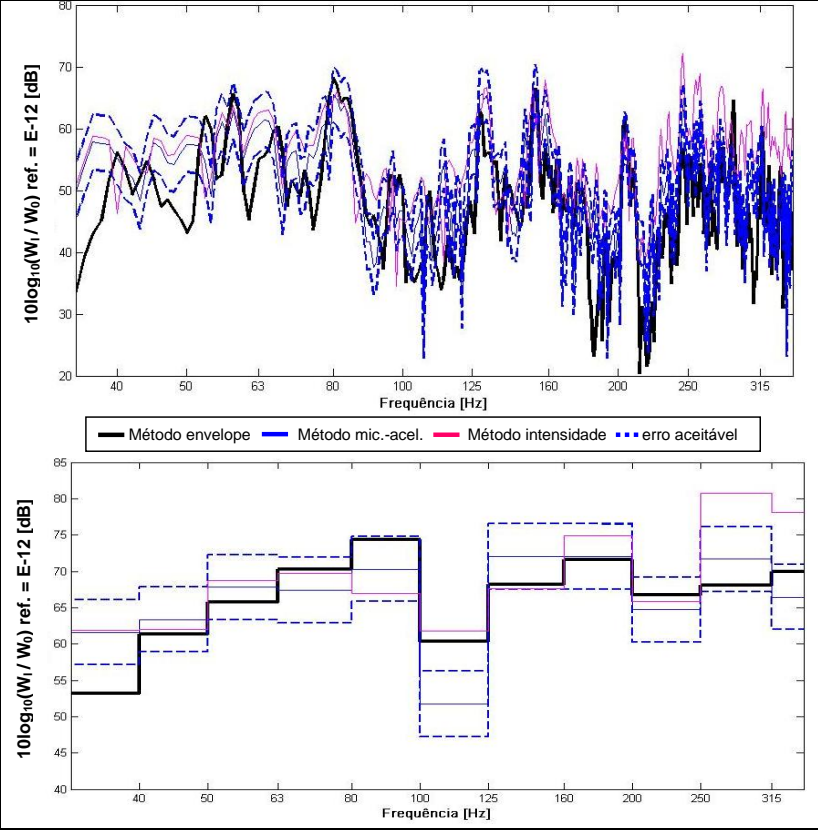


Figura 5.24: Método do Envelope aplicado para 4 pontos em frequência contínua e em terços de banda de oitava

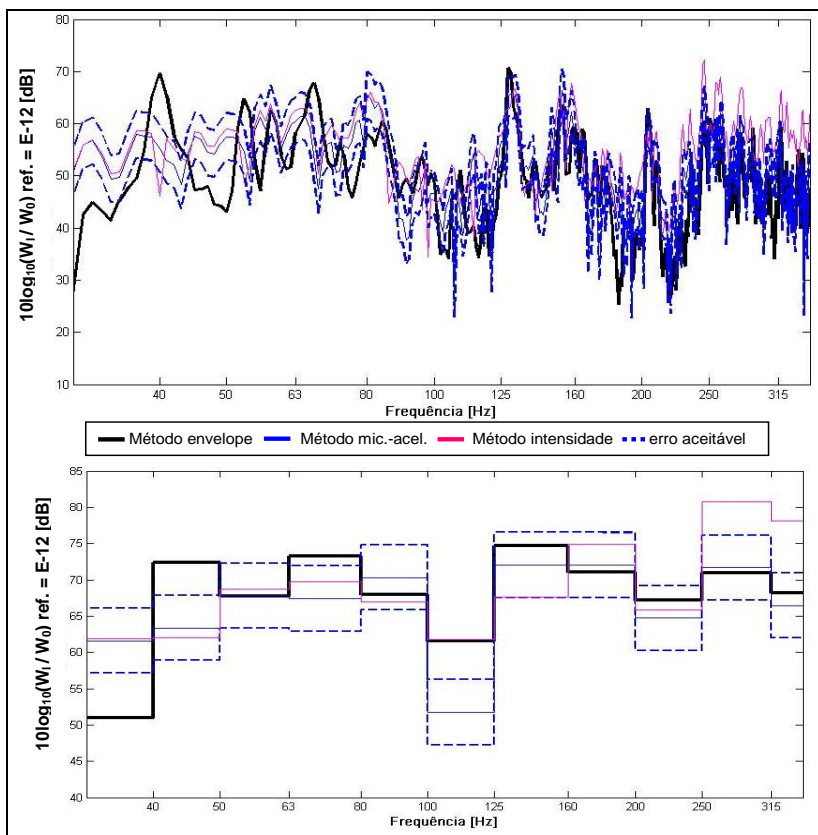


Figura 5.25: Método do Envelope aplicado para 6 pontos em frequência contínua e em terços de banda de oitava

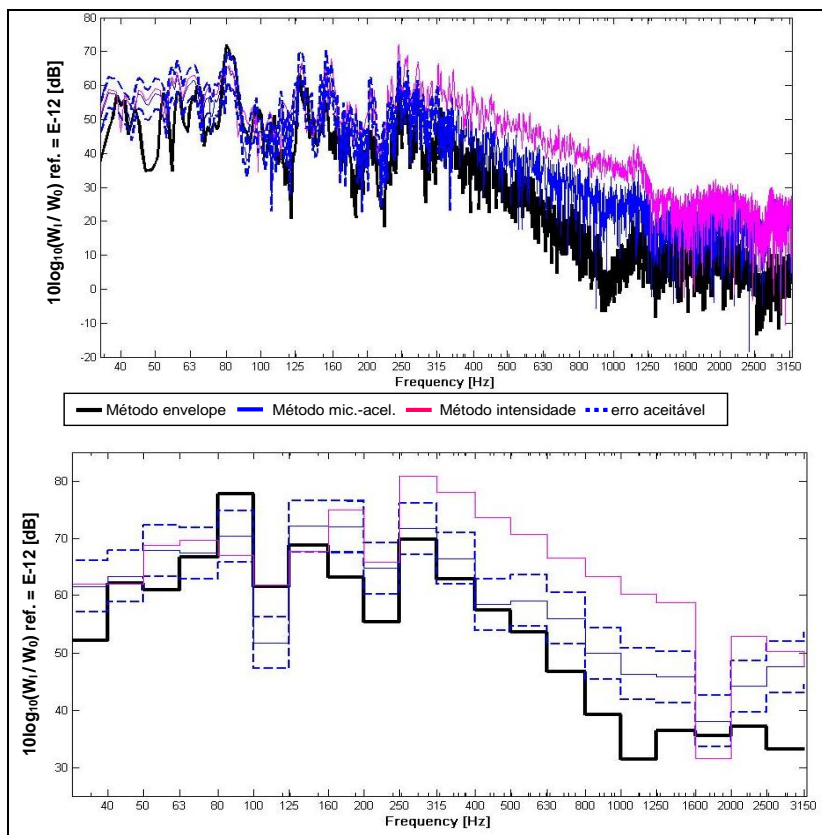


Figura 5.26: Método do Envelope aplicado para 168 pontos em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 3200 Hz

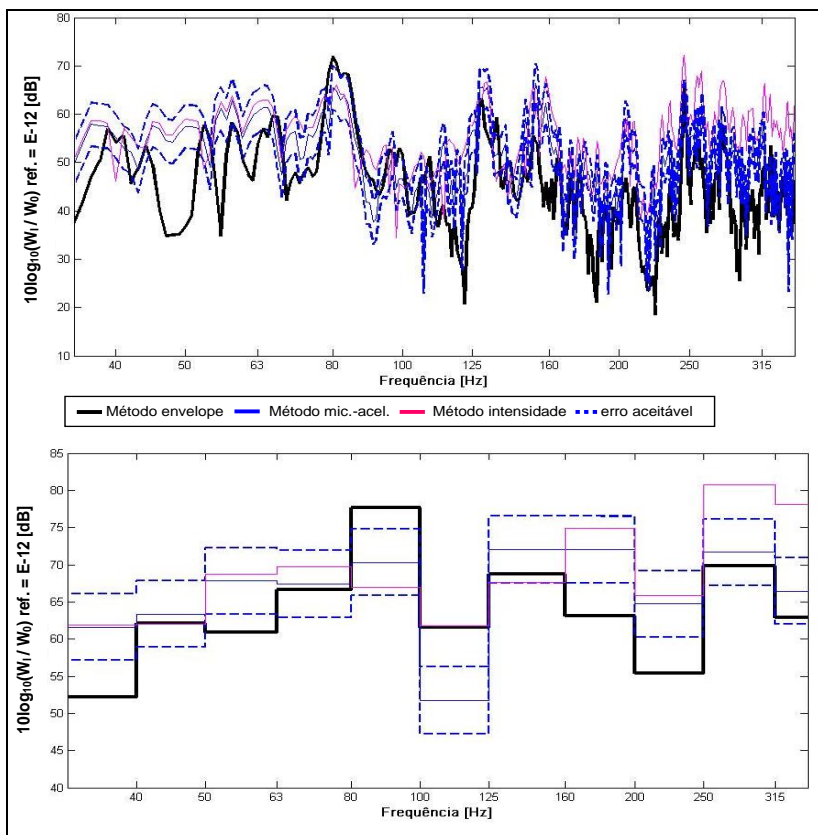


Figura 5.27: Método do Envelope aplicado para 168 pontos em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz

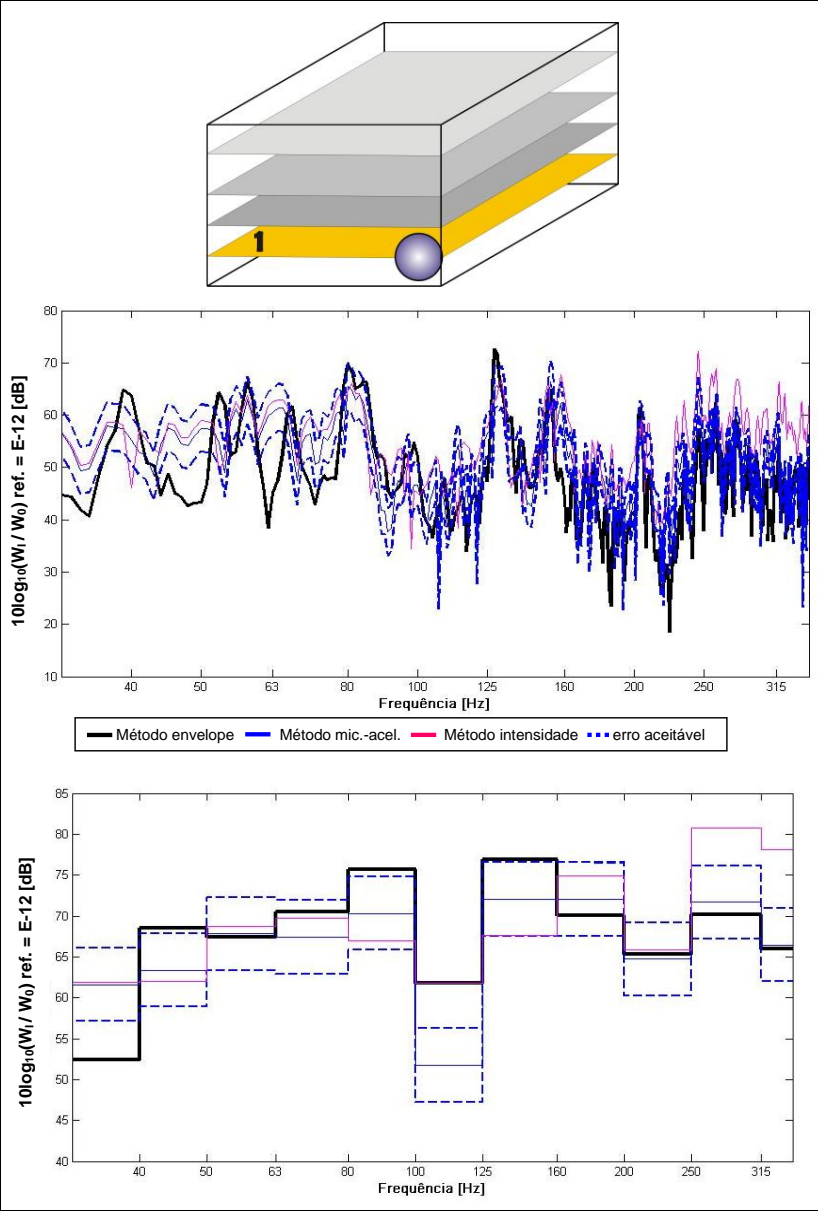


Figura 5.28: Método do Envelope aplicado para o plano 1 horizontal em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz

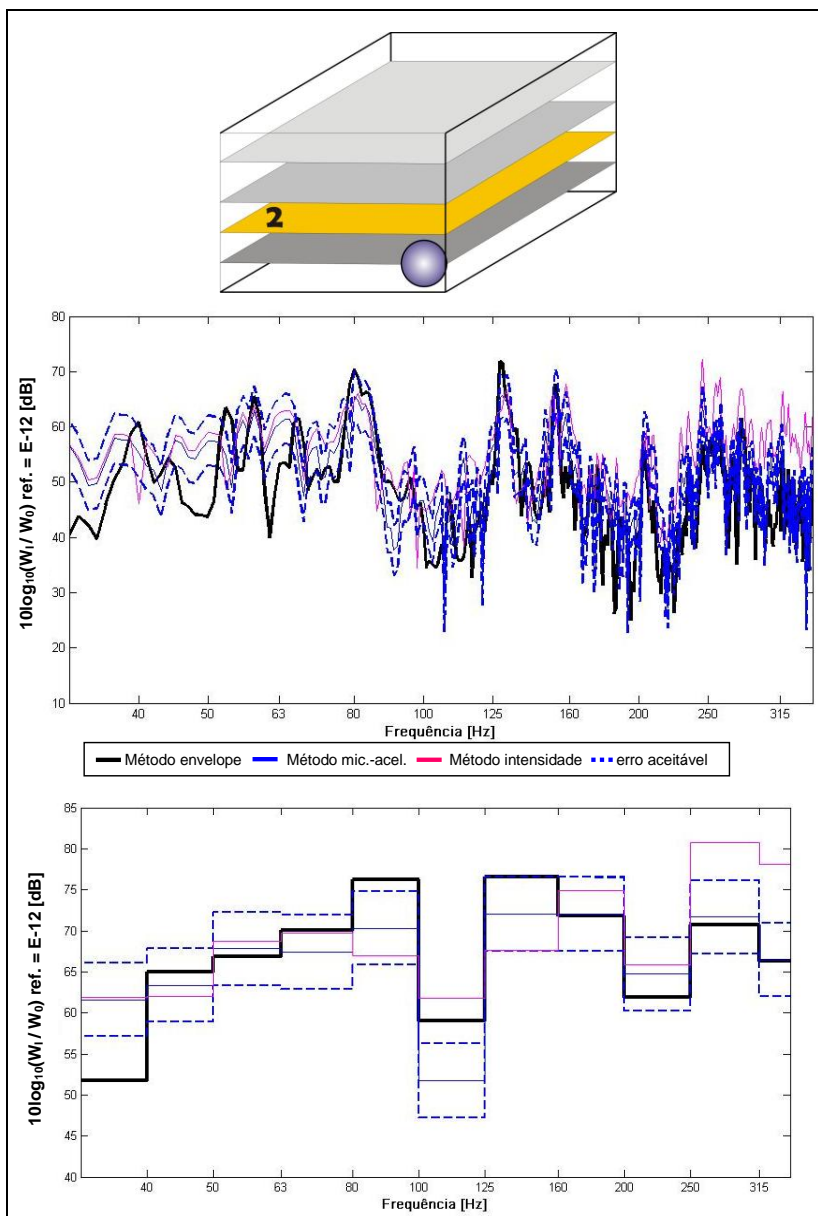


Figura 5.29: Método do Envelope aplicado para o plano 2 horizontal em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz

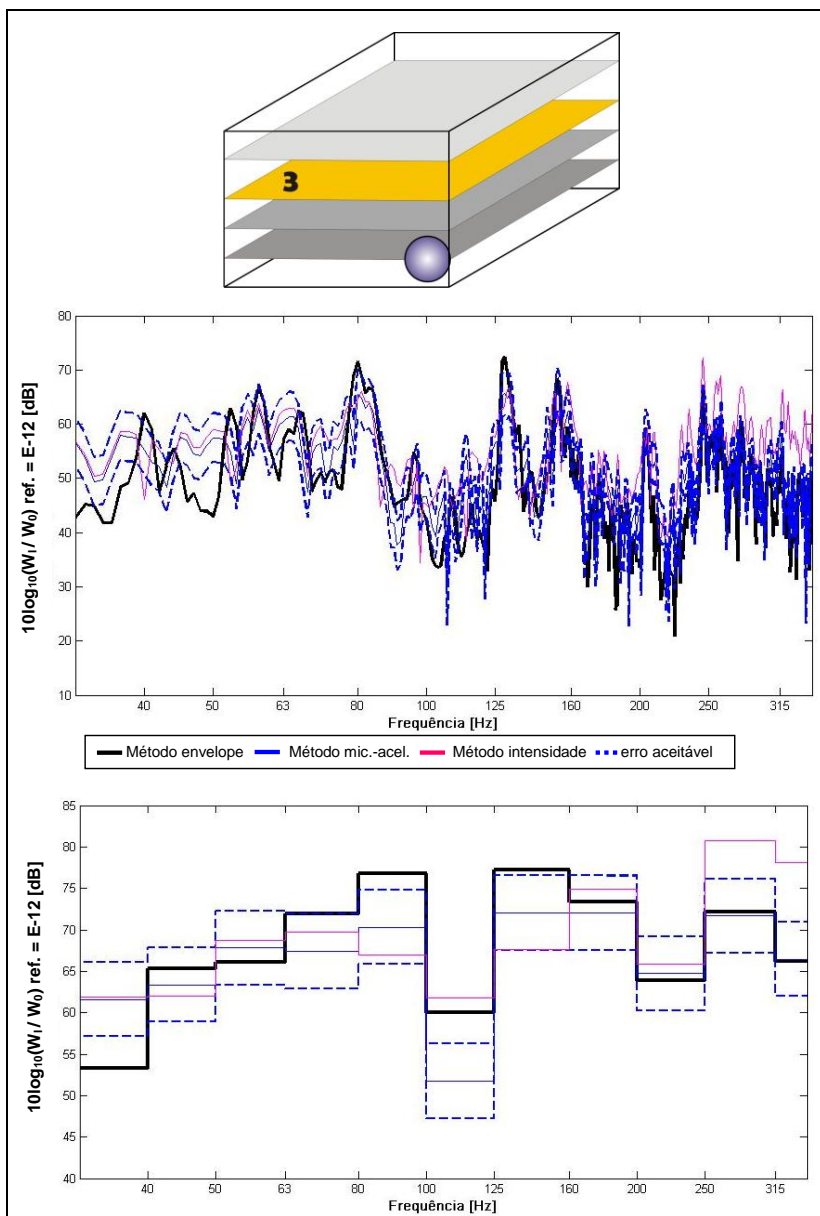


Figura 5.30: Método do Envelope aplicado para o plano 3 horizontal em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz

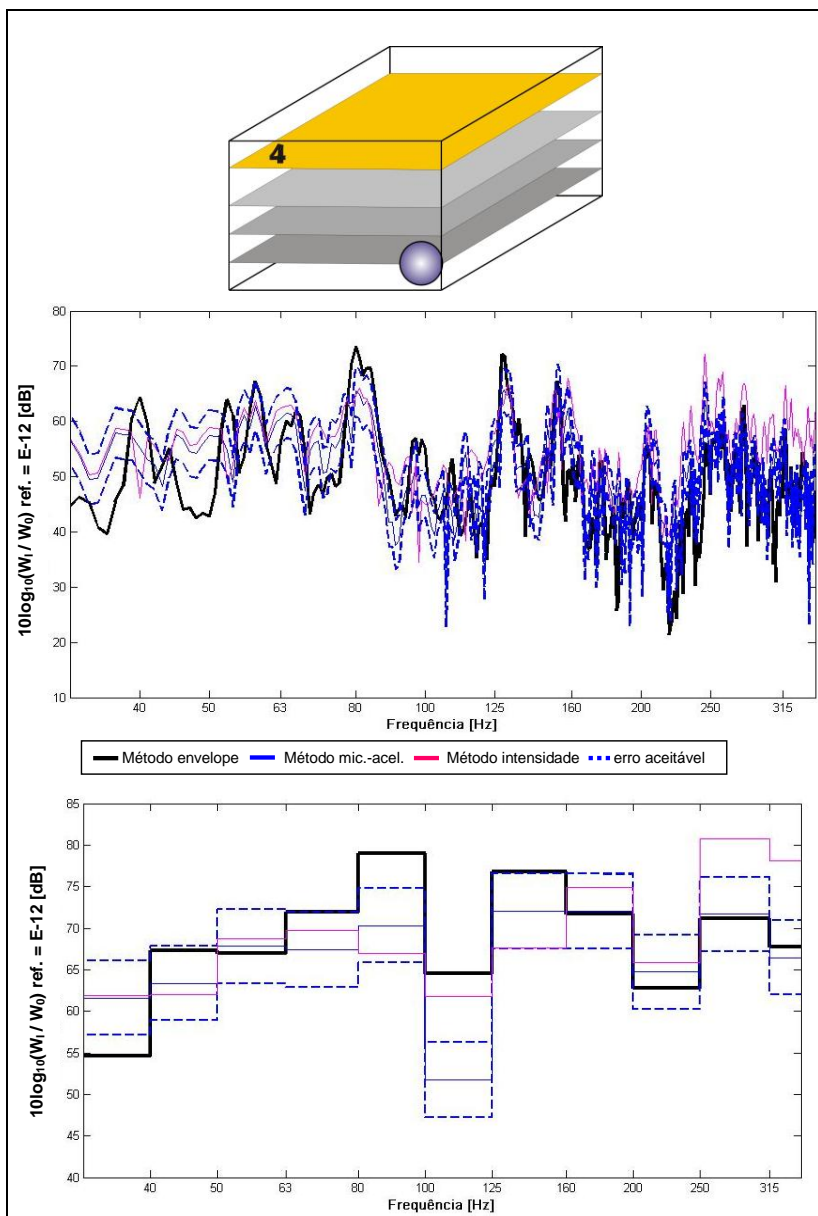


Figura 5.31: Método do Envelope aplicado para o plano 4 horizontal em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz

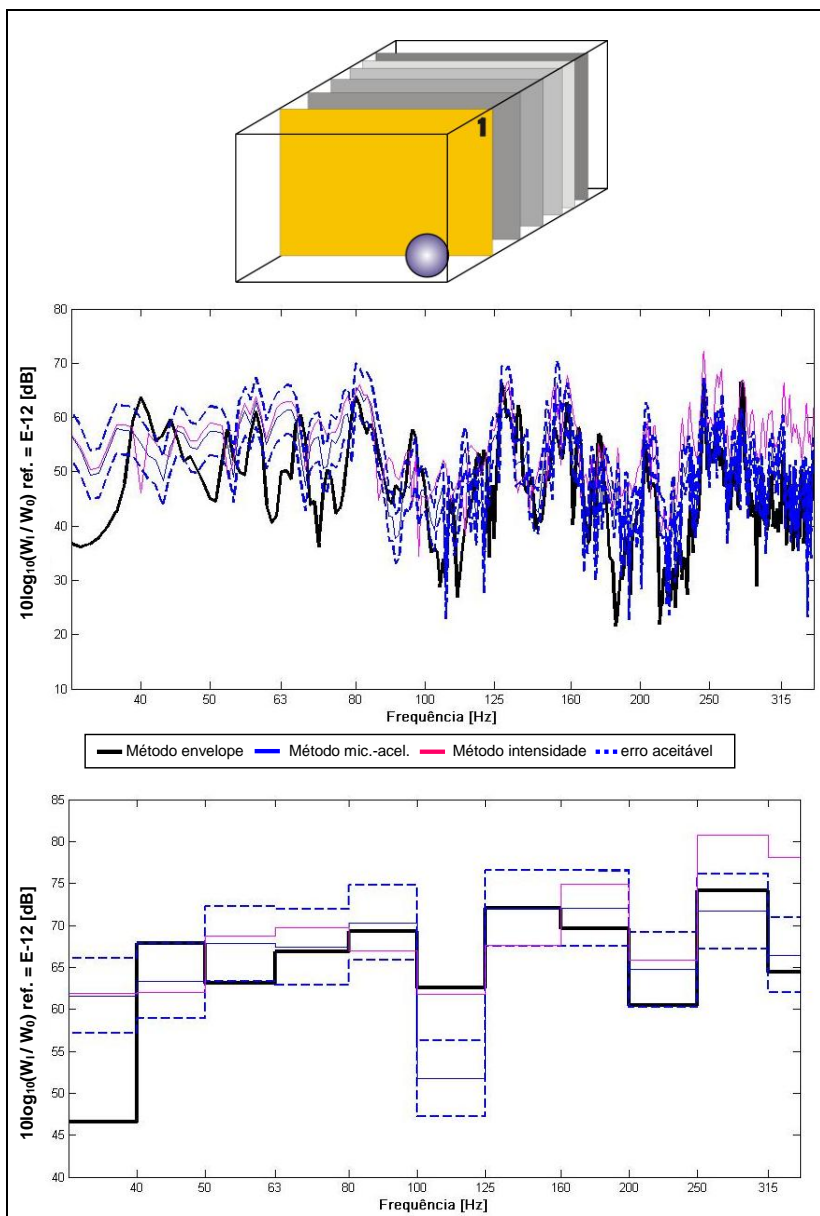


Figura 5.32: Método do Envelope aplicado para o plano 1 vertical em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz

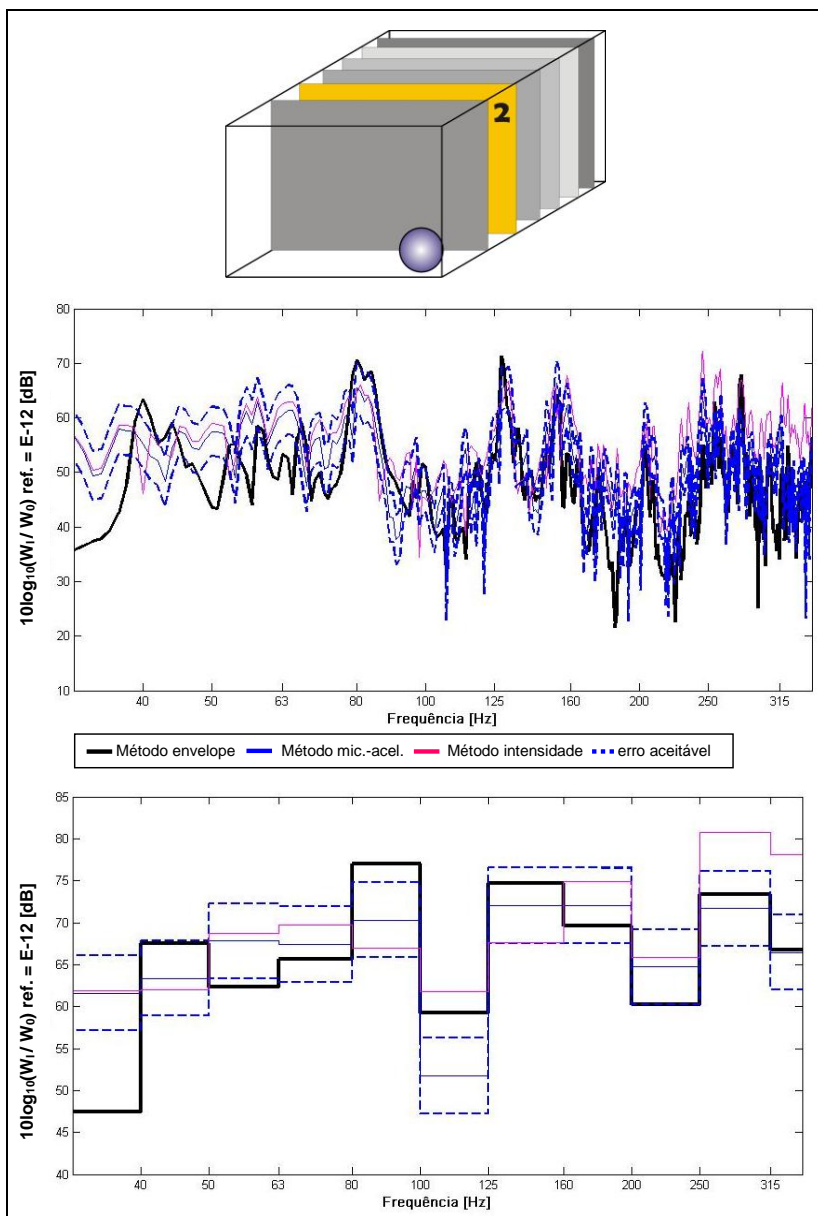


Figura 5.33: Método do Envelope aplicado para o plano 2 vertical em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz

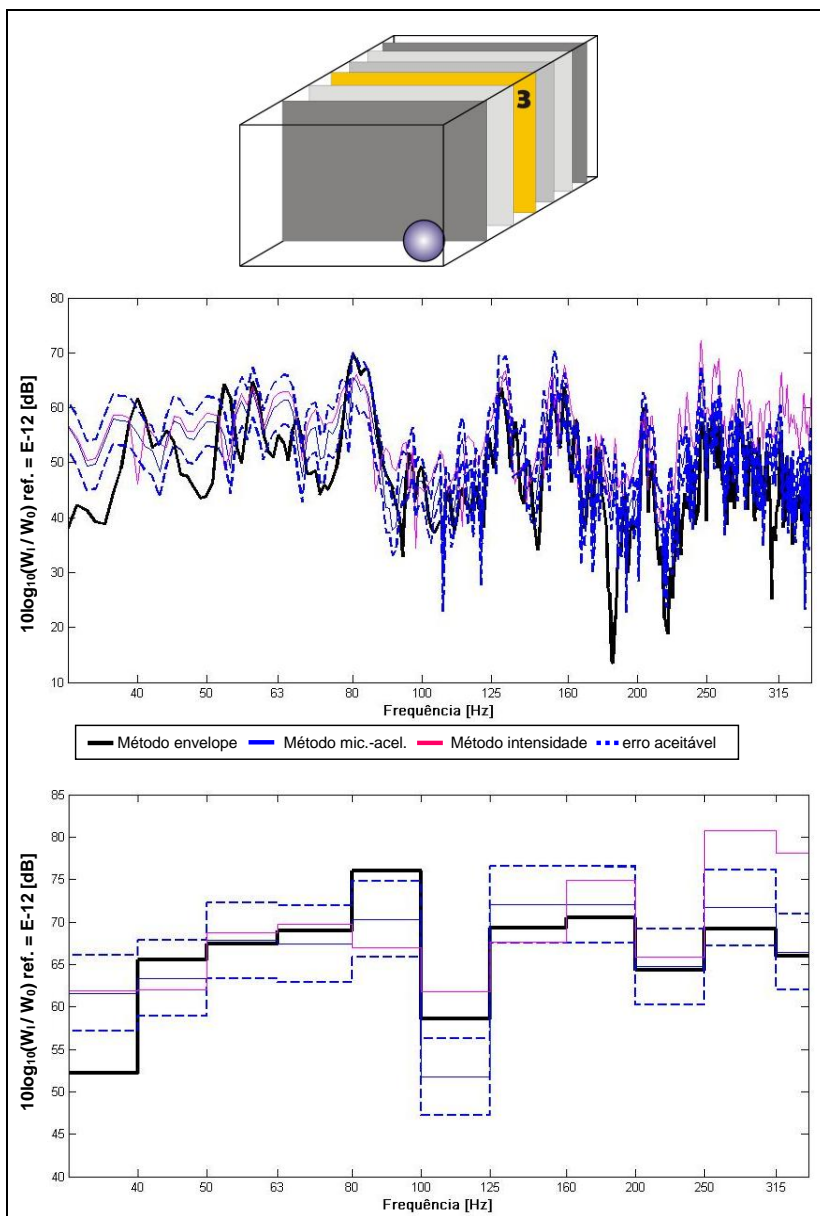


Figura 5.34: Método do Envelope aplicado para o plano 3 vertical em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz

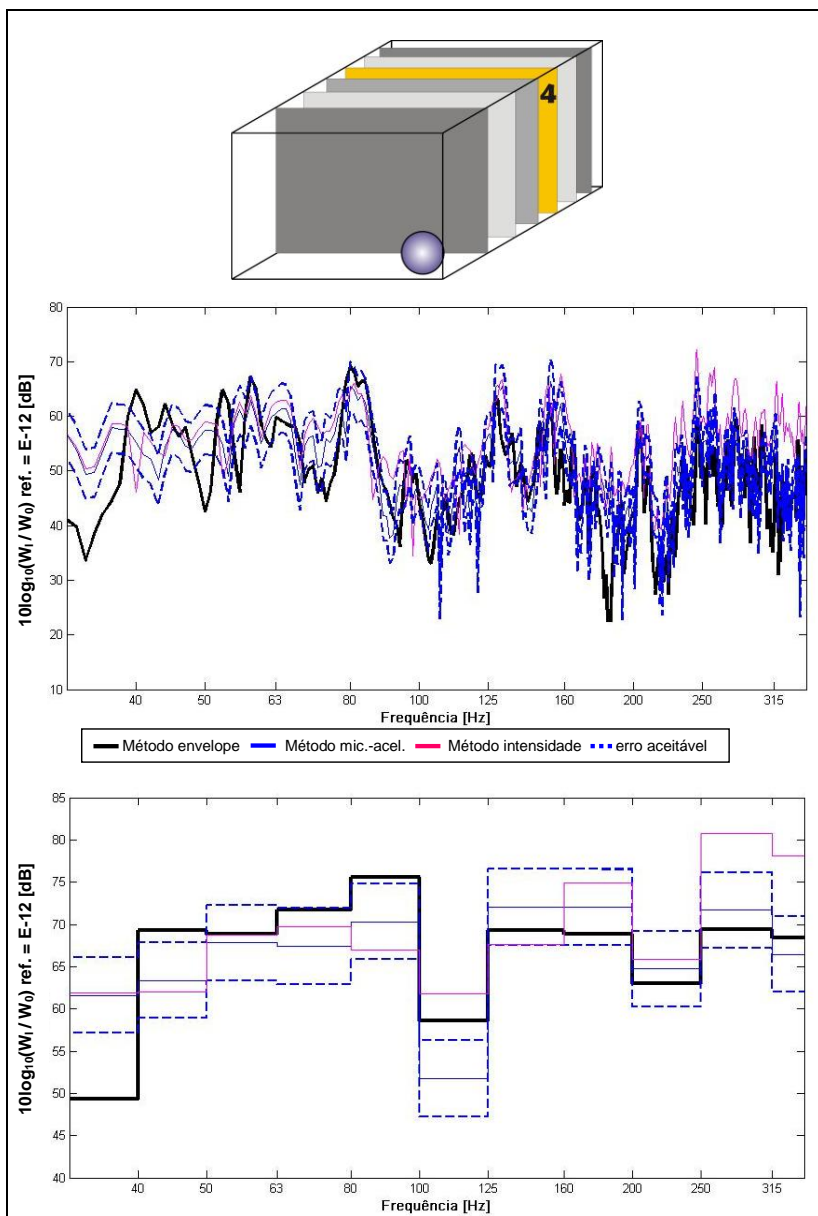


Figura 5.35: Método do Envelope aplicado para o plano 4 vertical em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz

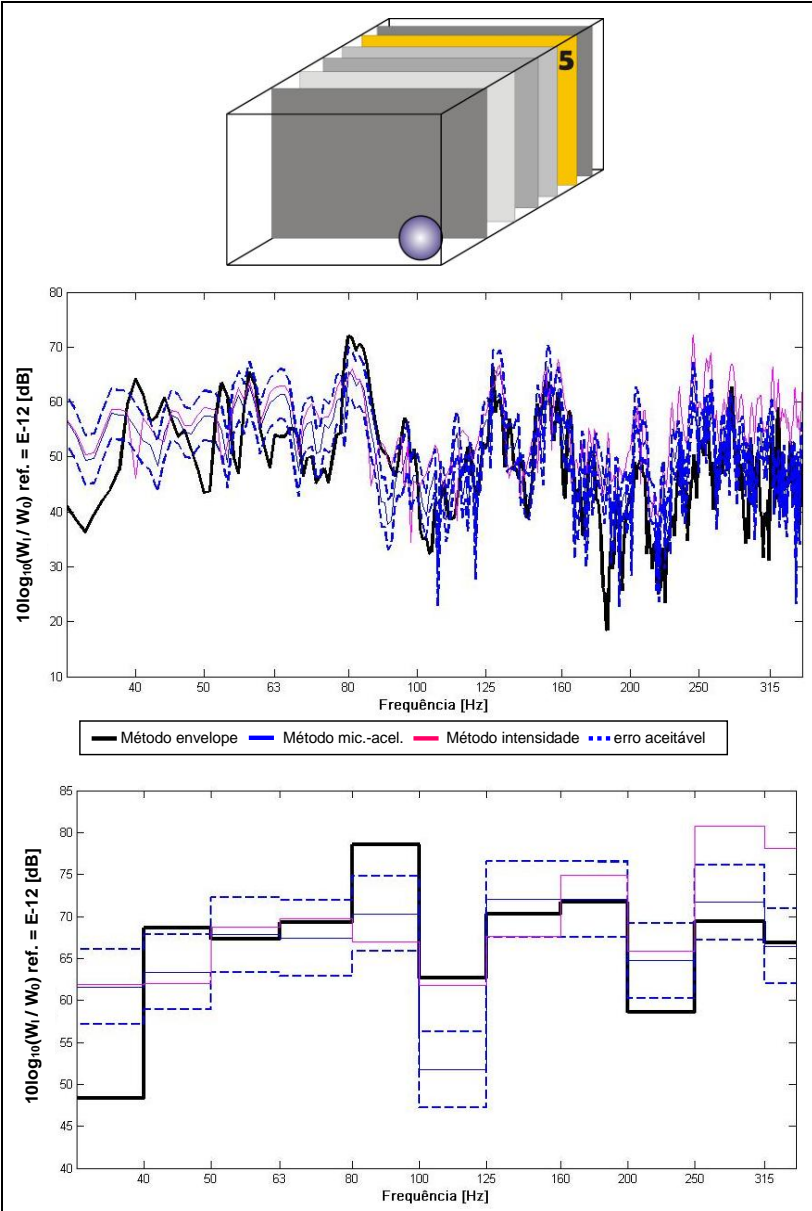


Figura 5.36: Método do Envelope aplicado para o plano 5 vertical em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz

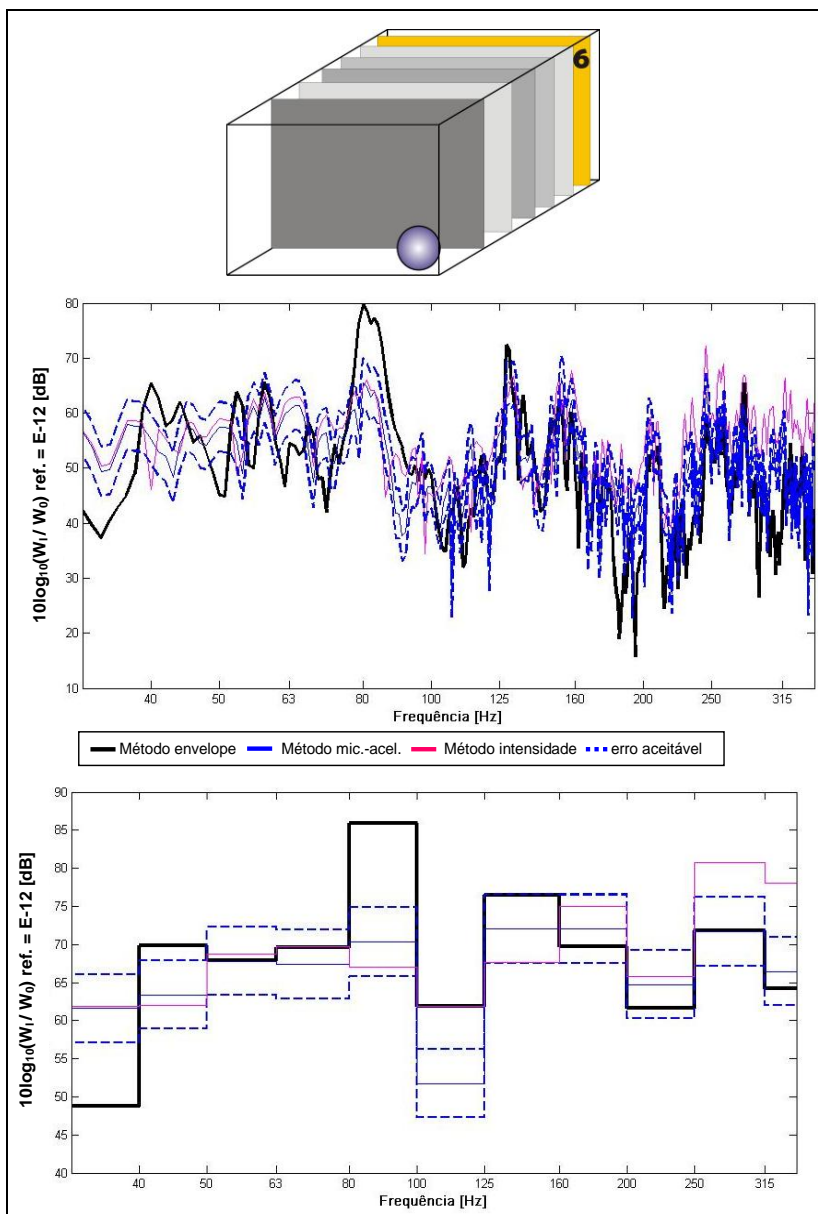


Figura 5.37: Método do Envelope aplicado para o plano 6 vertical em frequência contínua e em terços de banda de oitava até a frequência de 350 Hz

5.6 CONCLUSÕES

Neste capítulo foi apresentada a validação experimental do Método do Envelope, que foi dividida em 4 etapas: medições de pressão sonora, medições de velocidade de volume, medições de intensidade e, por fim, o Método do Envelope, quando foi realizada a junção de todos os resultados.

O método se mostrou adequado para medições entre 40 a 160Hz, no entanto em médias e altas frequências não foram encontrados bons resultados. Diferenças típicas entre 1 a 4dB na potência sonora foram observadas entre o Método do Envelope e os métodos de intensidade. Mesmo com algumas diferenças, o Método do Envelope pode ainda ser considerado mais preciso do que o método proposto pela norma ISO 140 para região de baixas frequências. Supõe-se que maiores diferenças podem ter ocorrido devido a erros na medição de intensidade, visto que as simulações mostraram diferenças bem menores, em torno de 1dB, particularmente para a região onde se assume que um único modo domina o fenômeno.

Foi visto que os resultados das medições permaneceram dentro da faixa de tolerância de 4,5 dB para as diferentes configurações, no entanto em algumas situações, principalmente para a região entre 100 e 125 Hz e para os planos muito afastados da fonte, o Método do Envelope fica mais próximo do método de intensidade com dois microfones. Não se encontrou o motivo específico, mas ficou claro que os dois métodos de intensidade podem ser complementares para comparação com o Método do Envelope.

Esta pesquisa teve como objetivo principal desenvolver um método alternativo para medições de isolamento sonoro em baixas frequências. Foi apresentado o Método do Envelope para a medição indireta da potência transmitida na sala receptora em um teste de isolamento sonoro. O método é baseado na hipótese de que um único modo contribui para a pressão sonora da sala, sendo essa teoria válida somente para as primeiras ressonâncias de uma sala sem mobiliário.

O Método do Envelope consiste em duas etapas de medição: primeiramente, mede-se a pressão sonora em dois pontos arbitrários da sala e, posteriormente, no lugar de um dos microfones, coloca-se uma fonte calibrada de velocidade de volume. Não se faz necessária a medição do tempo de reverberação.

Para a validação do Método do Envelope, foram realizadas simulações numéricas e testes experimentais com a intenção de determinar a aplicação prática do método para as medições de isolamento sonoro.

A etapa de simulações computacionais foi realizada através do programa computacional *Matlab*®. Um modelo de sala, com dimensões aproximadas da sala onde foram realizadas as medições, com diversos pontos foi testado. O coeficiente de absorção utilizado foi de 0,04, considerando salas sem absorção, o que é o mais usual em ambientes residenciais. Uma fonte pontual foi colocada em um dos vértices da sala e diferentes grupos de dois pontos foram posicionados no modelo. Primeiramente, a pressão sonora foi simulada em dois pontos e em seguida a correlação cruzada foi calculada. Posteriormente, o envelope dos picos de impedância entre os dois pontos foi simulado com uma fonte de velocidade de volume colocada na mesma posição de um dos pontos com $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$. A potência sonora transmitida foi calculada pela divisão da correlação cruzada da pressão sonora pelo envelope da função de impedância de transferência.

Para evitar posições que coincidam com os nós dos modos da sala, é sugerido que se faça a média de vários pares em pontos diferentes

da sala com o intuito de evitar um resultado que mascare o real comportamento da sala. A combinação entre vários pontos foram testados. Foi visto que o uso de três pares é o ideal para resultados adequados. Acima desse valor, o resultado não varia consideravelmente, principalmente nos picos de ressonância. Quanto às posições dos pontos na sala, foi visto que os melhores resultados foram conseguidos nos vértices e nas diagonais da sala.

O método mostrou bons resultados nas simulações com diferenças típicas de 1 a dB em frequências contínuas e em bandas de terços de oitava, principalmente em regiões de baixa frequência, quando os métodos para campo difuso não são adequados. Além disso, em bandas de terços de oitava, os picos de ressonância prevalecem mostrando melhores resultados. Em todos os modelos simulados, perceberam-se erros significativos para frequências acima de 250 Hz, o que permite concluir que o método se mostra eficiente justamente onde a teoria para campo difuso falha, podendo ser um complemento adequado para as medições propostas pela ISO para isolamento sonoro, principalmente para as bandas de terço de oitavas entre 50 a 160 Hz em salas pequenas.

Em relação ao tamanho da sala, foi observado que os melhores resultados se encontram para salas com até 60 m³, onde diferenças entre 1 a 2 dB foram detectadas. No entanto, testes em salas maiores também mostraram bons resultados, com diferenças entre 1 a 3 dB para frequências entre 40 e 160 Hz.

Para a validação experimental, o Método do Envelope foi precedido de 3 estágios: medição de pressão sonora, velocidade de volume e intensidade. As medições de pressão sonora e de velocidade de volume foram realizadas em 168 pontos em uma malha de 4x6x7. Para a medição de pressão-aceleração, foram utilizados 40 pontos distribuídos por toda a parede vibrante da sala, que foi construída na câmara para simular uma sala receptora.

Um método alternativo de medição de intensidade para salas reverberantes foi utilizado neste trabalho para validar o Método do Envelope. A validação da medição de intensidade foi realizada primeiramente em uma câmara semi anecóica, depois em uma sala com absorção em uma parede e, por fim, numa sala sem absorção. Foi verificado que o método se mostrou eficiente nos diversos tipos de condições. Os melhores resultados encontrados foram para a sala sem absorção, principalmente na região de baixas frequências. Em todas as

situações de medições de intensidade, foi visto que os melhores resultados foram encontrados nas baixas frequências.

O Método do Envelope se mostrou adequado para medições entre 40 a 160 Hz, no entanto em médias e altas frequências não foram encontrados bons resultados. Diferenças típicas entre 1 a 4 dB na potência sonora foram observadas entre o Método do Envelope e os métodos de intensidade. Mesmo com algumas diferenças, o Método do Envelope pode ainda ser considerado mais preciso do que o método proposto pela norma ISO 140 para região de baixas frequências. Supõe-se que maiores diferenças podem ter ocorrido devido a erros na medição de intensidade, visto que as simulações mostraram diferenças bem menores, em torno de 1 dB, particularmente para a região onde se assume que um único modo domina o fenômeno.

Foi visto que os resultados das medições permaneceram dentro da faixa de tolerância de 4,5 dB para as diferentes configurações, no entanto em algumas situações, principalmente para a região entre 100 e 125 Hz e para os planos muito afastados da fonte, o Método do Envelope fica mais próximo do método de intensidade com dois microfones. Não se encontrou o motivo específico, mas ficou claro que os dois métodos de intensidade podem ser complementares para comparação com o Método do Envelope.

O Método do Envelope se mostrou eficiente justamente onde a teoria para campo difuso falha, podendo ser um complemento adequado para as medições propostas pela ISO para isolamento sonoro, principalmente para as bandas de terço de oitavas entre 50 a 250 Hz em salas pequenas com até 60 m³.

6.1 LIMITAÇÕES DO TRABALHO

Quando se decide fazer um trabalho experimental, diversas situações são incontornáveis e não é possível prever em um cronograma de atividades. As principais limitações desse projeto aconteceram durante a fase da validação experimental. A primeira e mais difícil limitação foi encontrar uma fonte com calibração e bom desempenho para baixas frequências. Foram perdidos mais de três meses de testes e esperas por fontes que pudessem funcionar nas medições.

Outra dificuldade encontrada foi propor o método de validação. Percebe-se que, mesmo com bons resultados, o método proposto poderia ser aprimorado caso existisse um número maior de pessoas no projeto ou se o tempo para medições fosse maior.

6.2 RECOMENDAÇÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

Para futuros trabalhos, tem-se as seguintes recomendações:

- 1) Testar o Método do Envelope em diferentes configurações de ambientes, com e sem mobiliário e em medições de campo;
- 2) Comparar o Método do Envelope com outros tipos de medição além dos realizados nesta pesquisa, como a aplicação uma sonda de medição de velocidade de partícula (JAKOB *et al*, 2009);
- 3) Para se obter o Índice de Redução Sonora R e ter a proposta completa de um método alternativo para medições em baixa frequência, faz-se necessária a identificação da potência sonora incidente (W_i), que será fruto de futuras pesquisas na Universidade de Salford.

REFERÊNCIAS

ALVES-PEREIRA, M.; CASTELO BRANCO, N. A. A public health and noise exposure: the importance of low frequency noise. In: INTERNOISE, 2007. **Proceedings...** Istambul, 2007. p. 28-31.

BALAZOVA, I.; CLAUSEN, G.; WYON, D. P. The influence of exposure to multiple indoor environmental parameters on human perception, performance and motivation. Clima 2007 WellBeing Indoors. **Proceedings...** Helsinki, Finland, 2007.

BENGTTSSON, J.; WAYE, K. P.; KJELLBERG, A. Sound characteristics in low frequency noise and their relevance for performance effects. In: INTERNOISE, 2002. **Proceedings...** Dearborn, 2002.

BENGTTSSON, J.; WAYE, K. P.; KJELLBERG, A. Evaluations of effects due to low-frequency noise in a low demanding work situation. **Journal of Sound and Vibration**, v. 278, p. 83–99. 2004.

BERGLUND, B.; HASSMEN, P. Sources and effects of low-frequency noise. **J. Acoust. Soc. Am.** May, 1996.

BRAVO, T.; ELLIOT, S. J. Variability of low frequency sound transmission measurements. **J. Acoust. Soc. Am.**, v.115, n.6, June. 2004.

BRÜEL & KJÆR. Product data - OmniSource™ Sound Source Type 4295 and Volume Velocity Adaptor Type 4299. Disponível em: <http://www.bksv.com/>. Acessado em: 03 de outubro de 2008.

BS ISO 140-1. Acoustics, Measurement of Sound Insulation in Buildings and of Buildings Elements. Part 1: Requirements for laboratory test facilities with suppressed flanking transmission, 1998.

BS EN ISO 140-2. Acoustics, Measurement of Sound Insulation in Buildings and of Buildings Elements. Part 2: Determination, verification and application of precision data, 1991.

BS EN ISO 140-3. Acoustics, Measurement of Sound Insulation in Buildings and of Buildings Elements. Part 3: Laboratory Measurements of Airborne Sound Insulation of Building Elements, 1995.

BS EN ISO 140-4. Acoustics - Measurement of sound insulation in buildings and of building elements - Part 4: Field measurements of airborne sound insulation between rooms, 1998.

BS EN ISO 717. Acoustics – Rating of sound insulation and of building elements. Part 1: Airborne sound insulation, 1997.

BS EN ISO 15186-3. Acoustics -- Measurement of sound insulation in buildings and of building elements using sound intensity -- Part 3: Laboratory measurements at low frequencies, 2002.

DUARTE, E. A. C.; VIVEIROS, E. B. Desempenho acústico na arquitetura residencial brasileira: paredes de vedação. **Revista do Ambiente Construído**, v. 7, p.159 – 171. 2007.

DUARTE, E. A. C.; VIVEIROS, E. B. Percepção do usuário em relação à qualidade do isolamento acústico – um estudo de caso em Florianópolis. In: XIII Encontro Nacional de Tecnologia do Ambiente Construído, 2010. **Anais...** Canela, 2010.

DUARTE, E. A. C.; VIVEIROS, E. B.; MOORHOUSE, A. Identificação dos modos de uma sala reverberante através de uma fonte de velocidade de volume. In: XXIII Encontro da Sociedade Brasileira de Acústica. **Anais...** Salvador, 2010.

EVEREST, F. Alton. **Master Handbook of Acoustics**, 4th edition. New York: McGraw-Hill, 2001.

FIDELL, S.; SILVATI, L.; PEARSONS, K.; LIND, S.; HOWE, R. Field study of the annoyance of low-frequency runway sideline noise. **J. Acoust. Soc. Am.**, v.106 (3),p.1408-1415. 1999.

FUCHS, H. V.; ZICKMANTEL, F. Relevance and treatment of the low frequency domain in room acoustics. In: CFA / DAGA'04. **Proceedings...** Strasbourg, 2004.

GADE, S., MØLLER, N., HALD, J., ALKESTRUP, L. The use of volume velocity source in transfer measurements. In: The 33rd International Congress and Exposition on Noise Control Engineering. **Proceedings...** Praga, 2004.

GERGES, S. N. Y. **Ruído: Fundamentos e Controle**. Florianópolis: NR Ed, 2^a ed, 2000.

GRIMWOOD, C.; LING, M. **Domestic noise complaints**. BRE Report n°204732. December, 1999.

HONG, S.; KIM, J.; KIM, K.; LEE, S. Laboratory study on low-frequency noise weighting curve based on the acceptability limit. In: INTERNOISE, 2007. **Proceedings...** Istambul, 2007.

HOPKINS, C.; TURNER, P. Field measurement of airborne sound insulation between rooms with non-diffuse sound fields at low frequencies. **Applied Acoustics**, v.66, p. 1339 – 1382. 2005.

HOPKINS, C. **Sound Insulation**. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2007.

JAKOB, H.; BOCQUILLET, A.; MARBURG, S.; HARDTKE, H. Validation of a measurement based Area Contribution Analysis. In: DAGA, 2009. **Proceedings...** Rotterdam, 2009.

KACZMARSKA, A.; LUCZAK, A. A study of annoyance caused by low-frequency noise during mental work. **International Journal of Occupational Safety and Ergonomics (JOSE)**, v. 13(2). p.117–125. 2007.

KANG, J. Measurement and prediction of airborne sound insulation at low frequencies in small rooms, 1999 [s.l.].

KUERER, R. C. Classes of acoustical comfort in housing: improved information about noise control in buildings. **Applied Acoustics**, v. 52, p. 197 – 210. 1997.

KUTTRUFF, H. **Room Acoustics**. Londres: Elsevier Applied Science, 1979.

LAM, Y. W. **Acoustics of Enclosed Spaces**. Disponível em: <http://www.acoustics.salford.ac.uk/student_area/bsc3/room_acoustics/Wave.pdf> Acessado em 03 de novembro de 2007.

LEVENTHALL, G. Low frequency noise and annoyance. **Noise & Health**, v.6. p.59-72. 2004. [Disponível em <<http://www.noiseandhealth.org/>>].

LEVENTHALL, G.; BENTON, S.; ROBERTSON, D. Coping Strategies for Low Frequency Noise. DEFRA Report Contract NANR 125. 2005.

LEVENTHALL, G. Low Frequency Noise. What we know, what we do not know, and what we would like to know. **Journal of low frequency noise, vibration and active control**, v. 28(2). p.79-104. 2009.

LYONS, R. **Building elements of low sound insertion loss**. PhD Thesis, University of Liverpool, 1993.

MALUSKI, S. P. S.; GIBBS, B. M. Application of a finite-element model to low-frequency sound insulation in dwellings. **J. Acoust. Soc. Am.**, v.108, n.4, 2000.

_____. Use of finite element method to investigate the effect of furniture, wall recesses and construction on the sound field in dwellings at low frequencies. In: ICA, 2001. **Proceedings...** Rome, 2001.

_____. The effect of construction material, content and room geometry on the sound field in dwellings at low frequencies. **Applied Acoustics**, v.65, p. 31 – 44. 2004.

MELO, G. da S. V. **Measurement and prediction of sound absorption of room surfaces and contents at low frequencies**. UFSC. Tese de doutorado – PosMEC. Florianópolis, 2002.

MELO, G. da S. V.; GIBBS, B. M.; GERGES, S. N. Y. Sound absorption at low frequencies: modelling a test room. **Building Acoustics**, v. 13. p.141 – 158. 2006.

MELO, G. da S. V.; GIBBS, B. M.; GERGES, S. N. Y. Sound absorption at low frequencies: room contents as absorbers. **Building Acoustics**, v.14. p. 283–309. 2007.

MOORHOUSE, A.; RAMADORAI, R. Measurement of the average sound pressure level in a room at low frequency. In: THE THIRTEENTH INTERNATIONAL CONGRESS ON SOUND AND VIBRATION, 2006. **Proceedings...** Vienna, 2006.

MOORHOUSE, A.T. Power transmitted by a vibrating wall into a room. Notas de seminários. Salford, 2008.

NIVEN, R. McL; FLETCHER, A. M.; PICKERING, C. A. C.; FARAGHER, E. B.; POTTER, I. N.; BOOTH, W. B.; JONES, T. J.; POTTER, P. D. R. Building sickness syndrome in healthy and unhealthy buildings: an epidemiological and environmental assessment with cluster analysis. **Occup. Environ. Med.**, v.57. p. 627–634. 2000.

OSIPOV, A.; MEES, P.; VEERMEIR, G. Low-frequency airborne sound transmission through single partitions in buildings. **Applied Acoustics**, v. 52, p. 273 – 288. 1997.

PAPADOUPOLOS, C. I. Redistributions of the low frequency acoustics modes of a room: a finite element – based optimization method. **Applied Acoustics**, v.62. p. 1267 – 1285. 2001.

_____. Development of an optimized, standard – compliant procedure to calculate sound transmission loss: numerical measurements. **Applied Acoustics**, v.64. 2003.

PAWLACZYK – LUSZCZYNSKA, M.; DUDAREWICZ, A.; WASZKOWSKA, M, Annoyance of low frequency noise in control rooms. In: INTERNOISE, 2002. **Proceedings...** Dearborn, 2002.

PEDERSEN, Dan B.; ROLAND, Jacques; RAABE, Gatz; MAYSENHÖLDER, Waldemar. Measurement of the Low-Frequency Sound Insulation of Building Components. **Acustica united with Acta Acustica**, v. 86. p. 495 – 505. 2000.

PEDERSEN, S; MØLLER, H.; WAYE, K. P. Indoor measurements of noise at low frequencies - problems and solutions. **Journal of low frequency noise, vibration and active control**, v.26. p. 249-270. 2007.

PEDERSEN, C. S.; MØLLER , H.; WAYE, K. P. A detailed investigation of low-frequency-noise complaints. In: Joint Baltic-Nordic Acoustics Meeting 2008. **Proceedings...** Reykjavik, Iceland, 2008.

PINNINGTON, R. J. Using the envelope of the frequency response in the measurement of power absorbed by a finite structure. **Journal of Sound and Vibration**. V.109, n.1, p.127 – 139. 1986.

POLLI, T.; VIVEIROS, E. Quando o preço não faz diferença: a relação entre custo do imóvel e conforto acústico. In: ENCAC, 2007. **Anais...** Ouro Preto, 2007.

SANTOS, P.; MAGALHAES, M. D. C.; TADEU, A. Predicting direct sound transmission between two acoustic spaces at low frequencies. In: INTERNOISE, 2005. **Proceedings...** Rio de Janeiro, 2005.

SIMMONS, C. Measurement of sound pressure levels at low frequencies in rooms. Comparison of available methods and standards with respect to microphone positions. **Acustica united with Acta Acustica**, v.85. p.88-100. 1999.

WARNOCK, A. C. C. Low frequency impact sound transmission through floor systems. In: INTERNOISE, 1992. **Proceedings...** Toronto, 1992.

WAYE, K. P.; RYLANDER, R. The prevalence of annoyance and effects after long-term exposure to low-frequency noise. **Journal of Sound and Vibration**, v.240(3). p.483-497. 2001.

WAYE, K. P. Effects of low frequency noise in occupational environment-present knowledge base. In: INTERNOISE, 2002. **Proceedings...** Dearborn, 2002.

TADEU, A.; SANTOS, P. Assessing the effect of a barrier between two rooms subjected to low frequency sound using the boundary element method. **Applied Acoustics**, v.64, p. 287 – 310. 2003.

TAKAHASHI, Y.; KANADA, K.; YONEKAWA, Y.; HARADA, N. A study on the relationship between subjective unpleasantness and body surface vibrations induced by high-level low-frequency pure tones. **Industrial Health**, v.43. p.580-587. 2005.

TENENBAUM, Roberto A. **Qualidade Acústica de Salas, Fundamentos, Modelagem Numérica e Técnicas de Medição.** Apostila do curso ministrado no XIX Encontro SOBRAC, Belo Horizonte, Abril 2000.

ARTIGOS PUBLICADOS

1. DUARTE, E. A. C.; MOORHOUSE, A.; VIVEIROS, E. Indirect measurement of acoustic power into a small room at low frequencies. **Applied Acoustics**, v.73, p. 248 – 255. 2012.
2. DUARTE, E. A. C.; MOORHOUSE, A.; VIVEIROS, E. Indirect measurement of the power radiated by a wall into a small room at low frequencies. In: ICSV, 2011. **Proceedings...** Rio de Janeiro, 2011.
3. DUARTE, E. A. C.; MOORHOUSE, A.; VIVEIROS, E. Um método alternativo para medição indireta da potência sonora transmitida por uma parede em baixas frequências. In: ENCAC, 2011. **Anais...** Búzios, 2011.
4. DUARTE, E. A. C.; MOORHOUSE, A.; VIVEIROS, E. An alternative to reverberation time measurement for sound insulation testing. In: IoA, 2008. **Proceedings of Institute of Acoustics**. Oxford, 2008.

Os artigos publicados estão disponíveis no CD-ROM da tese.